



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ V EJEKTORU.

MODELING OF FLOW IN EJECTOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN BÍLEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAROSLAV ŠTIGLER, Ph.D.

BRNO 2009

Abstrakt

Tato práce je založena na modelování proudění v ejektoru pomocí programu FLUENT. Práce navazuje na předchozí diplomovou práci, kde byl vytvořen matematický model proudění v ejektoru a jeho experimentální ověření. Cílem práce je prostudovat základní výpočty ejektorů a modelovat proudění v ejektoru stejného tvaru a za stejných podmínek jako při experimentu. Dále pak posoudit vliv délky krčku a posoudit, zda je tlak ve směšovací komoře ejektoru konstantní. Na závěr se pak pokusit formulovat neshody mezi hodnotami z experimentu a z matematického modelu ejektoru.

Klíčová slova

Ejektor, modelování, CFD, proudění

Summary

This diploma thesis deals with the flow modelling in the ejector using the FLUENT software. It develops a diploma thesis created in the past, where a mathematical flow model in the ejector was created and experimentally tested. The aim of this work is to analyze the ejector calculations and to model a flow in an ejector of the same shape as in the experiment and under the same conditions, too. Another objective was to assess the influence of the throat length and to examine if the pressure in the ejector mixing chamber remains constant. Finally, the disagreement between the experimental figures and the ones gained from the mathematical model of the ejector are discussed.

Keywords

Ejector, modelling, CFD, flow

BÍLEK, M. *Modelování proudění v ejektoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 75 s.
Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

Poděkování

Děkuji tímto doc. Ing. Jaroslavu Štiglerovi, Ph.D., Ing. Vladimíru Habánovi, Ph.D. a Ing. Pavlu Rudolfi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce. V neposlední řadě také děkuji Mgr. Michaelle Veselé za pomoc s překladem abstraktu do angličtiny. Velké dík patří i mé rodině, která mi umožnila studium na vysoké škole.

Obsah

1 Úvod.....	13
2 Proudová čerpadla	14
3 Ejektor	15
3.1 Princip ejektoru	15
3.2 Oblast použití ejektorů.....	15
3.2.1 Míchání oleje v nádrži.....	16
3.2.2 Požární ejektory	17
3.2.3 Přecherpávání nádrží	17
3.2.4 Ejektorový chladicí systém	18
3.2.5 Záložní kalová čerpadla	19
4. Matematické modely ejektoru.....	20
4.1 Matematický model č. 1 [3].....	20
4.2 Matematický model č. 2 [4].....	25
4.2.1 Rovnice popisující proudění v ejektoru.....	25
4.2.2 Rovnice definující okrajové podmínky	28
4.2.3 Sestrojení charakteristiky ejektoru pomocí funkce Řešitel	28
5. Experiment	30
5.1 Popis měřicí tratě, její schéma a postup měření [4].....	30
5.2 Geometrie ejektoru.....	31
6. Modelování proudění v ejektoru pomocí CFD.....	32
6.1 Postup při řešení CFD úlohy:.....	32
6.2 Vstupní podmínky (hodnoty) pro výpočet CFD úlohy:	32
6.3 Úprava původní geometrie ejektoru:	33
6.4 Modelování proudění v ejektoru stejného tvaru a za stejných podmínek jako při experimentu	34
6.4.1 Tvorba podkladové geometrie ejektoru	34
6.4.2 Tvorba matematického modelu ejektoru (Preprocessing).....	35
6.4.3 Vlastní výpočet CFD	38
6.4.4 Postprocessing (vyhodnocení) numerické simulace	38
6.5 Zjištění plně vyvinutých, turbulentních, rychlostních profilů v přívodních potrubích ejektoru	49
6.5.1 Tvorba matematického modelu přívodních potrubí (Preprocessing).....	49
6.5.2 Vlastní výpočet CFD	50
6.5.3 Postprocessing (vyhodnocení) numerické simulace	52
6.6 Vliv délky krčku na proudění v ejektoru.....	54
6.6.1 Zjištění plně vyvinutého rychlostního turbulentního profilu a grafické vyhodnocení numerické simulace proudění	55
6.7 Modelování proudění v ejektoru s ideální délkou krčku.....	60
6.7.1 Vliv ideální délky krčku na charakteristiku ejektoru a grafické vyhodnocení numerické simulace proudění.....	60
7 Ověření zda je tlak ve směšovací komoře konstantní	63
6.8.1 Rozdílné hodnoty tlaků ve směšovací komoře.....	63
6.8.1.1 Tlaky na hraničních plochách kontrolního objemu	63
6.8.1.1 Tlaky na posunutých hraničních plochách kontrolního objemu	65

8 Příčiny neshody mezi hodnotami získanými experimentálně a na základě matematického modelu ejektoru	67
9 Závěr	68
11. Seznam použitých symbolů a veličin.....	70
12. Seznam obrázků	71
13. Seznam tabulek	73
14. Seznam grafů	74
15. Seznam příloh	75

1 Úvod

V dnešní době kdy spotřeba elektrické energie neustále roste, se člověk snaží vyrábět stroje, které by pracovali pokud možno s co nejmenší spotřebou elektrické energie, měli co nejjednodušší konstrukci a široké uplatnění. Těmto požadavkům vyhovují proudová čerpadla. Zejména pak ejektory, které mají z proudových čerpadel nejširší uplatnění.

Tato práce je založena na modelování proudění pomocí metody CFD (Computation of fluid dynamics), konkrétně v CFD programu Fluent. Práce navazuje na předchozí diplomovou práci (Michal Strmiska – Experimentální ověření ejektoru a vytvoření matematického modelu), kde se porovnávali hodnoty matematického modelu ejektoru s hodnotami získanými experimentálně.

Cíle této práce jsou:

Prostudovat základní výpočty ejektorů.

Modelovat proudění v ejektoru stejného tvaru a za stejných podmínek, v již zmiňované předchozí diplomové práci.

Posoudit vliv délky krčku.

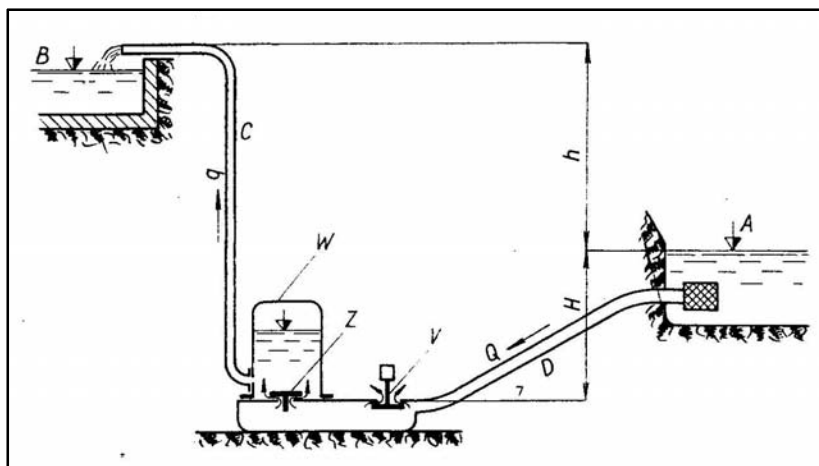
Posoudit oprávněnost předpokladu, že tlak ve směšovací komoře je konstantní.

Posoudit příčiny neshody mezi hodnotami získanými experimentálně a na základě matematického modelu ejektoru.

2 Proudová čerpadla

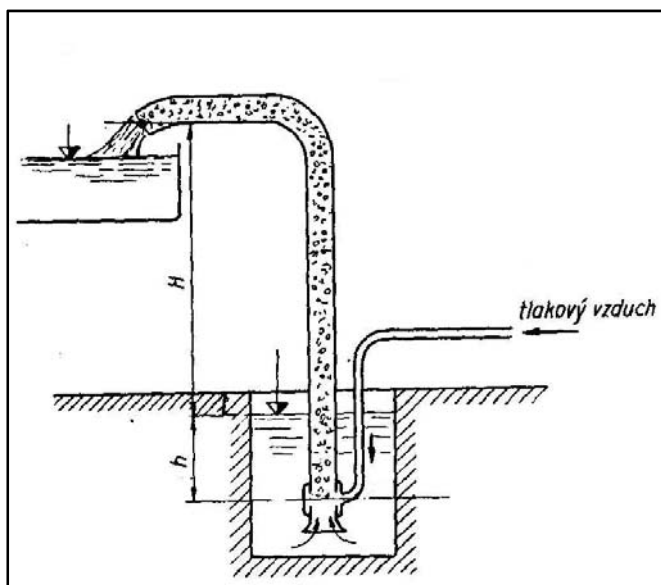
Proudovými čerpadly nazýváme taková čerpadla, která k čerpání kapaliny využívají energii pomocné proudící látky. Pomocnou proudící látkou může být kapalina, pára nebo plyn.

Mezi nejznámější zástupce proudových čerpadel patří ejektory, vodní trkače (Obr. 1) a mamutová čerpadla (Obr. 2).



Obr. 1 Vodní trkač

- pracuje na principu využití vodního rázu
- vodní ráz otevře ventil Z a voda proudí do větrníku W, když ráz pomine, ventil Z se zavře a ve větrníku W vznikne přetlak, který čerpá vodu do nádrže B



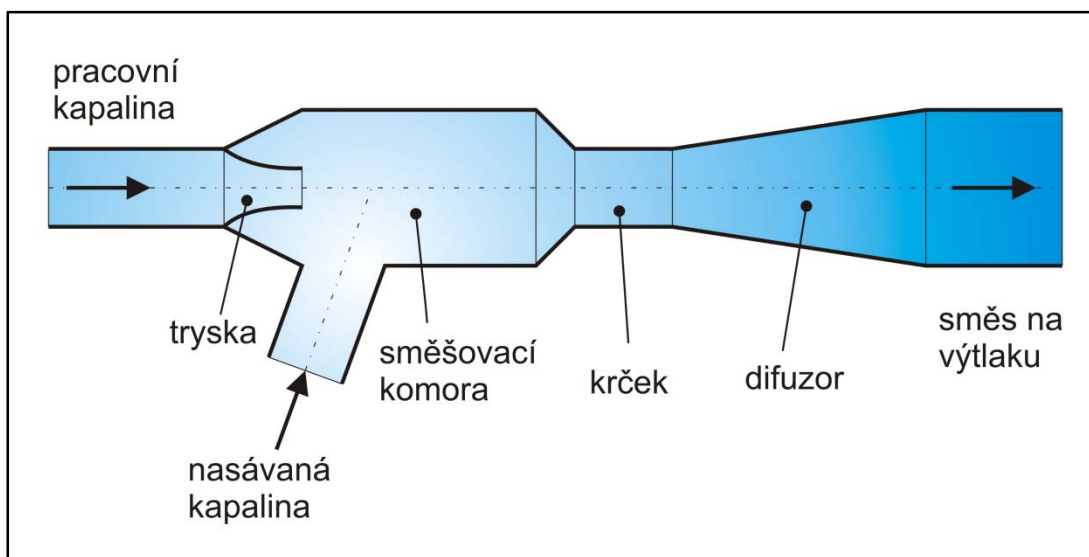
Obr. 2 Mamutové čerpadlo

- pracuje na principu rozdílu hustoty směsi (vzduch+pevné částice) a dopravované kapaliny
- tlakový vzduch (menší hustota než voda) přiváděný do směšovací komory vynáší kapalinu (např. vodu) do výše umístěné nádrže

3 Ejektor

3.1 Princip ejektoru

Ejektory jsou založeny na principu využití podtlaku. Pracovní kapalina (hnací), v trysce ejektoru zvýší svoji rychlost na úkor snížení tlaku – ve směšovací komoře vznikne podtlak, který má za následek sání odčerpávané kapaliny. Poté odčerpávaná a hnací kapalina společně vstupují do difuzoru, kde svou rychlost snižují na úkor zvýšení tlaku (viz Obr. 3). To znamená, že tlaková energie hnací kapaliny se v trysce mění na dynamickou energii a v difuzoru opět na energii tlakovou [1].



Obr. 3 Schéma ejektoru

3.2 Oblast použití ejektorů

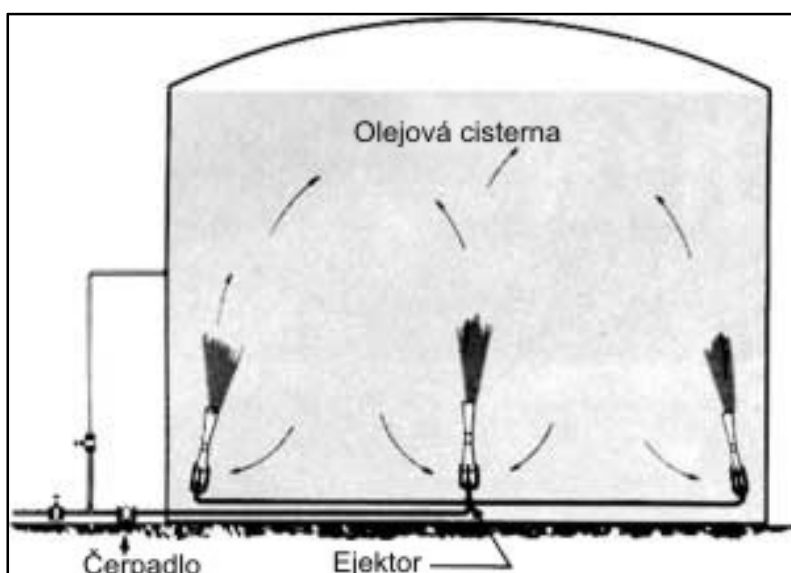
Ejektory mají velice rozmanitou škálu uplatnění v různých odvětvích průmyslu. Široké uplatnění souvisí s jejich výhodami, které jakožto proudová čerpadla poskytují, oproti klasickým čerpadlům hydrodynamickým a hydrostatickým.

Mezi výhody určitě patří jejich konstrukční jednoduchost, což se příznivě odráží na výrobní ceně. Ejektory se obejdou bez pohyblivých částí (nehrozí ucpání). Díky jednoduché konstrukci mohou být vyráběny také z mnohem širší škály materiálů, díky čemuž mohou pracovat i se zásaditými látkami. Další výhodou je fakt, že ejektory ke svému chodu nepotřebují elektrickou energii, veškerá spotřeba elektrické energie se děje pouze v souvislosti s pohonem kompresoru nebo pumpy, která uvádí do pohybu pracovní (hnací) kapalinu. Případem kdy ejektor pracuje „zadarmo“, může být hydrant, kde je voda (pracovní kapalina) již pod tlakem.

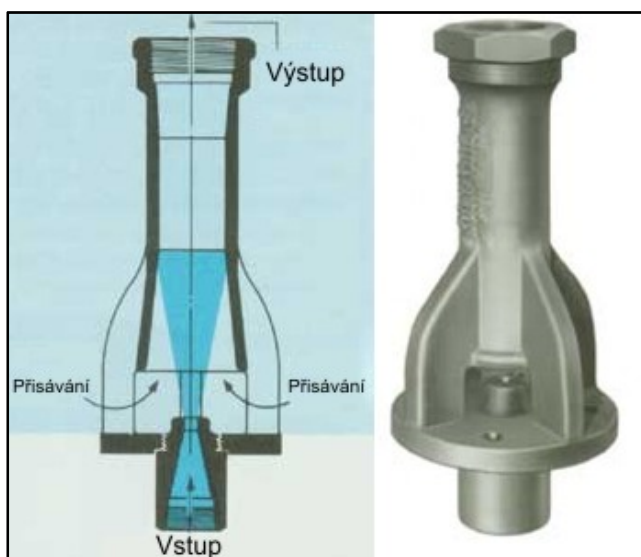
Nevýhody ejektorů, které ohraničují jejich použitelnost, jsou jejich nízké účinnosti, které dosahují hodnot přibližně 30% a v kombinaci s odstředivým čerpadlem (pro podporu sacích schopností ejektoru) dosahují účinnosti hodnot ještě nižších (cca 15-25%).

3.2.1 Míchání oleje v nádrži

Nejdříve se čerpadlem, přes ejektory, do nádrže čerpá olej. Když je nádrž plná, uzavře se přívod oleje a čerpadlo čerpá olej z horní části nádrže, který je pracovní látkou vstupující do ejektoru. V ejektoru se vlivem podtlaku nasává olej ze spodní části nádrže a je dopraven do její horní části. Tím je zajištěno neustálé promíchávání oleje, které zajistí stejnou konzistenci v celém objemu nádrže (viz Obr. 4 a Obr. 5) [1].



Obr. 4 Schéma olejové nádrže



Obr. 5 Detail ejektoru použitého v olejové nádrži

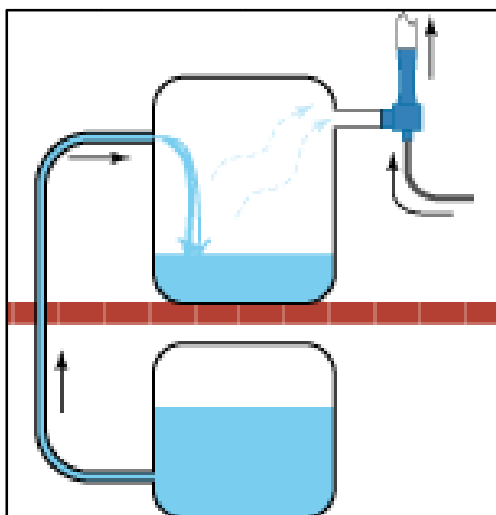
3.2.2 Požární ejektory

Pracovní kapalinou těchto ejektorů, je pod tlakem dodávaná voda a to buď čerpadlem (stříkačkou), nebo hydrantem. Ke snazšímu odvodnění při ukončení práce je pod talířem ventilu páka, ovládaná pomocí ventilového lana, kterou lze ventil nadzvednout a tím ejektor a celé vedení odvodnit (viz Obr. 6) [1]. Požární ejektory se používají k čerpání vody z větších hloubek, než je nejvyšší možná sací výška čerpadel.



Obr. 6 Součásti stojatého požárního ejektoru [1]

3.2.3 Přecherpávání nádrží



Obr. 7 Princip vakuového přecherpávání nádrží pomocí ejektoru [1].

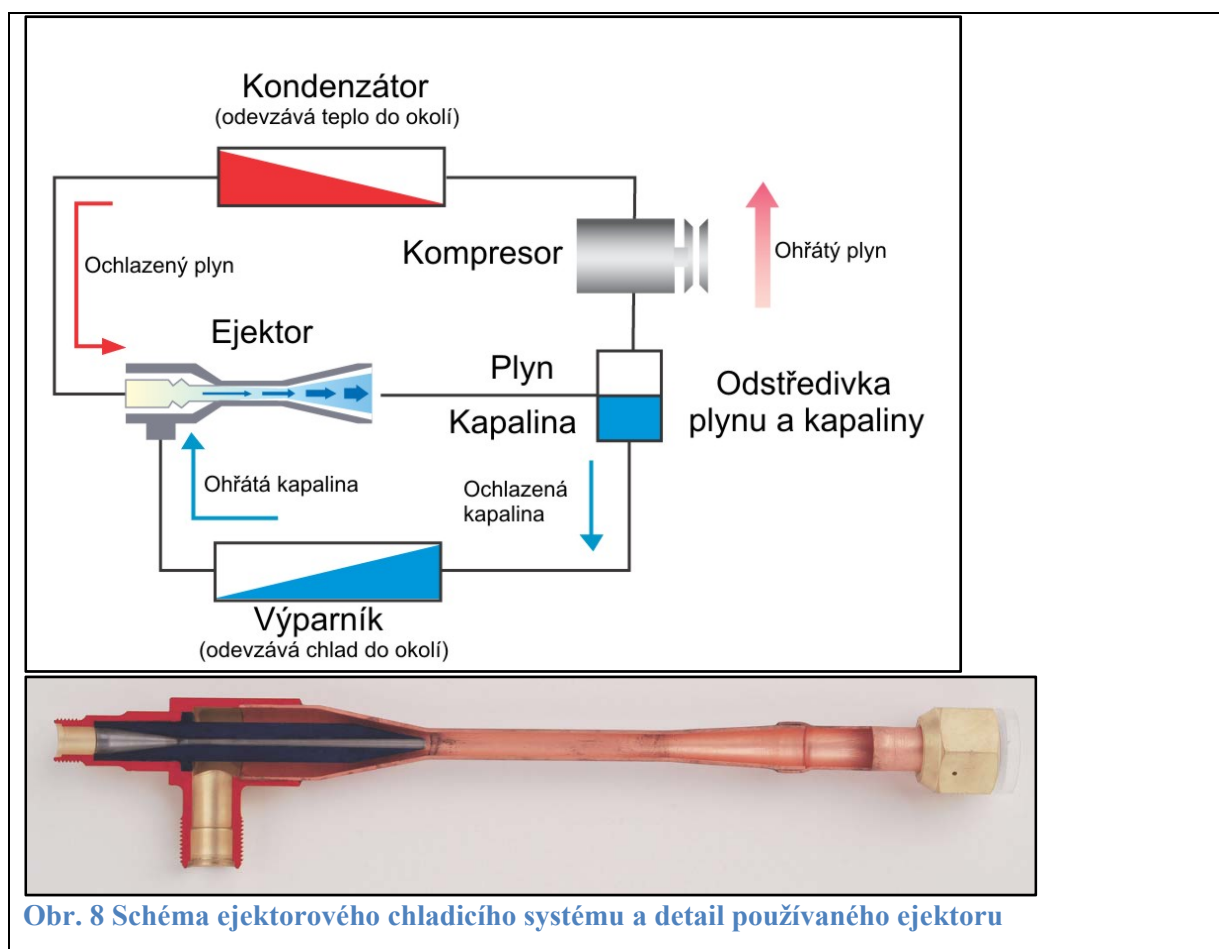
Tento druh vakuového přecherpávání (viz Obr. 7) pomocí ejektorů se používá především u lodí (tankerů - např. při haváriích tankerů, kdy je z potápěného tankeru odčerpávána ropa za účelem zmírnění ekologické katastrofy) [1].

3.2.4 Ejektorový chladicí systém

V roce 2003 firma DENSO jako první na světě přišla na trh s chladicím systémem, jehož součástí už není konvenční expanzní ventil nýbrž ejektor. Tímto způsobem se zvýšila efektivita spotřeby energie o 50% ve srovnání s předchozími modely využívající expanzní ventil [1].

Ejektorový chladicí systém pracuje tak, že kompresor přijme plynné chladivo, které přivádí do kondenzátoru, kde se teplo odevzdá do okolí (u chladicích zařízení je toto teplo odpadem). Takto ochlazené plynné chladivo vstupuje do trysky ejektoru kde zvýší svoji rychlost na úkor snížení tlaku a tudíž vyvolá podtlak, který má za následek sání kapalného chladiva z výparníku. V difuzoru ejektoru pak společně expanduje smíchané kapalně a plynné chladivo, které vstupuje do odstředivky, kde se kapalina a plyn od sebe odloučí. Kapalně chladivo je pak přes výparník (kde kapalně chladivo odevzdá svůj chlad teplejšímu tělesu), nasáváno do ejektoru, zatímco plynné chladivo je, o vysokém tlaku (difuzor – zvyšuje tlak) vtahováno do kompresoru a celý cyklus se opakuje (viz Obr. 8).

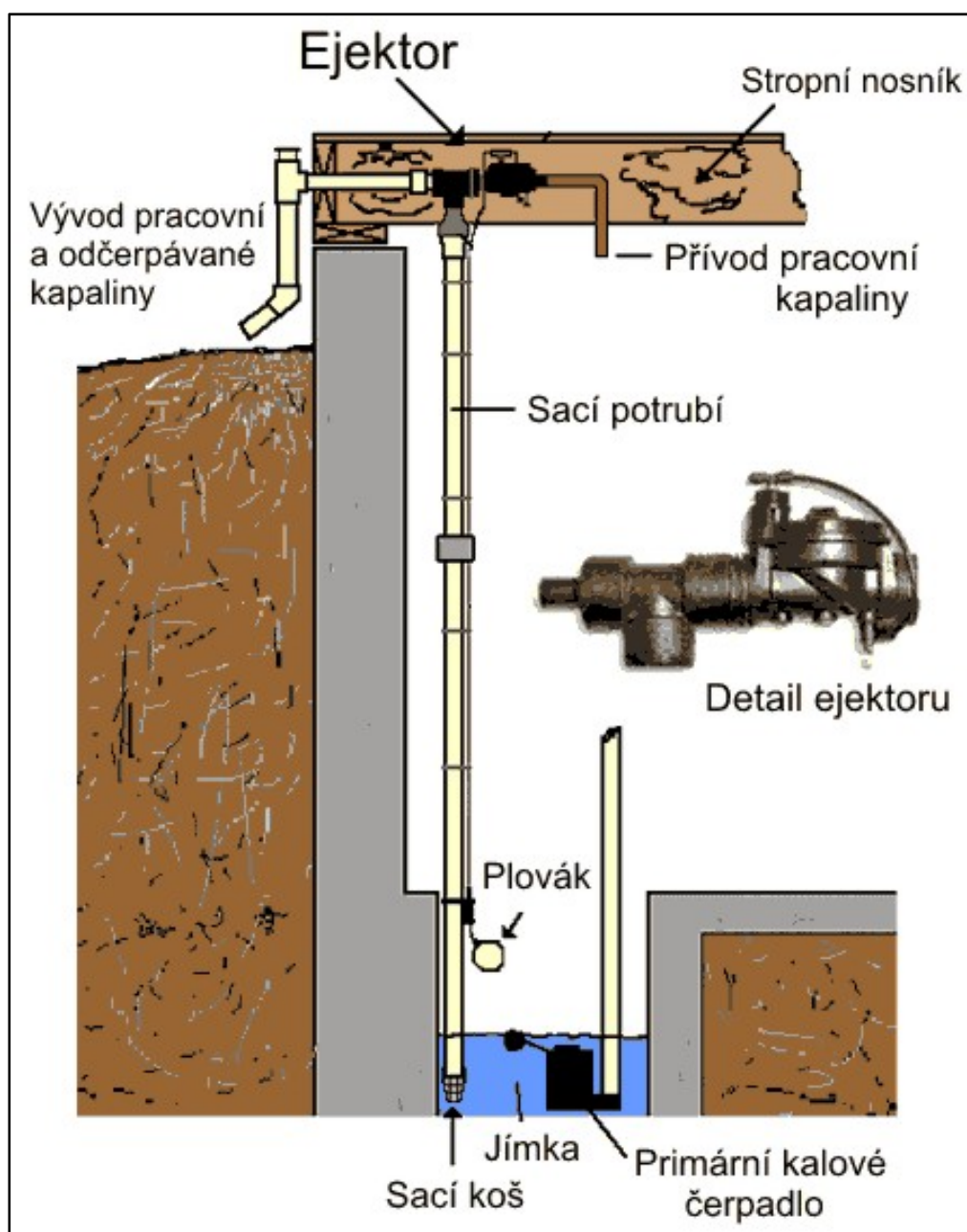
Výhodou ejektorového chladicího systému je, že ejektor využívá energii, která se u konvenčního expanzního ventilu běžně ztrácí. Další výhodou je i to, že z difuzoru ejektoru vychází plynné chladivo do kompresoru pod mnohem větším tlakem, tudíž dochází k mnohem menšímu příkonu kompresoru, který je až o dvě třetiny menší s porovnáním s kompresory užívanými ve svém chladicím cyklu expanzní ventil. Ejektorový chladicí systém se s úspěchem užívá u ledniček, klimatizací aut, pokojů apod. [1].



Obr. 8 Schéma ejektorového chladicího systému a detail používaného ejektoru

3.2.5 Záložní kalové čerpadlo

Záložní kalové čerpadlo (využívající ejektoru) je užitečné v situacích kdy primární kalové čerpadlo selže vlivem zamrznutí, ucpání, dlouhodobém výpadku el. sítě, nebo selháním plovákového spínače (např. přilepením na stěnu potrubí). Záložní kalové čerpadlo je plně automatické, není závislé na dodávkách el. energie, je umístěno nad jímkou a nezasahuje do primárního čerpadla. Záložní čerpadlo má svůj vlastní plovákový spínač, který je nad úrovní dovolené hladiny primárního čerpadla. Plovákový spínač je propojen s ventilem (viz Obr. 9), který ovládá přívod pracovní kapaliny do proudového čerpadla (ejektoru). Pracovní kapalinou je zde natlakovaná užitková voda přiváděna městským vodovodem [1].

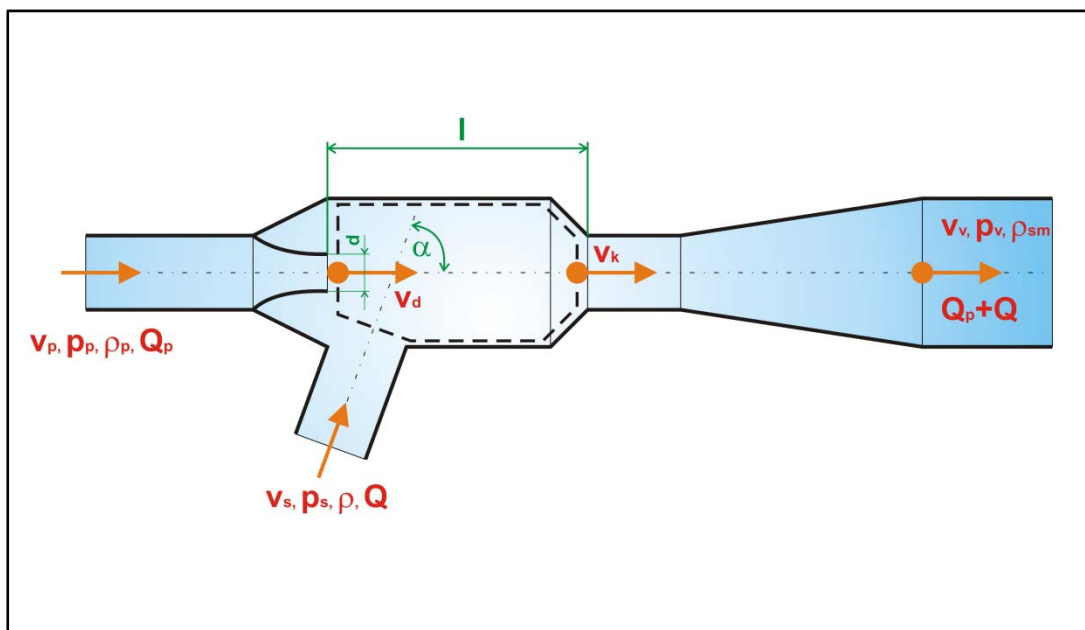


Obr. 9 Schéma záložního kalového čerpadla s detailem ejektoru

4. Matematické modely ejektoru

Jedná se o základní přehled matematických modelů, díky nimž je možno navrhnout rozměry ejektorů a stanovit diagramy jejich účinností. Tyto modely byly použity i v předešlé diplomové práci, kde pak byli i porovnávány s výsledky experimentálního měření ejektorů.

4.1 Matematický model č. 1 [3]



Obr. 10 Schéma ejektoru a jeho veličiny (čárkovanou čarou vyznačen kontrolní objem)

Při tomto výpočtu kapalinového ejektoru (viz Obr. 10) se předpokládalo:

- Konstantní tlak v celé směšovací komoře (tlak ve směšovací komoře je roven tlaku na sání p_s).
- Osy všech hrdel se nacházejí ve vodorovné rovině (v Bernoulliho rovnici budou členy potenciální energie nulové).

Průměr válcového krčku (d_k) se vypočítal z rychlosti směsi v krčku ejektoru (v_k) podle Bernoulliho rovnice – mezi krčkem a výstupem z ejektoru (4.1.1) :

$$\frac{p_s}{\rho_{sm} \cdot g} + \frac{v_k^2}{2 \cdot g} = \frac{p_v}{\rho_{sm} \cdot g} + \frac{v_v^2}{2 \cdot g} + h_z, \quad (4.1.1)$$

Kde jednotlivé členy představují:

- h_z - ztrátovou výšku
- p_s - tlak na sání
- p_v - tlak na výstupu z difuzoru
- v_k - rychlost směsi v krčku
- v_v - rychlost směsi na výstupu z difuzoru (volí se $2 \div 2,5$ m/s)
- ρ_{sm} - měrnou hmotnost směsi danou vztahem (4.1.2) :

$$\rho_{sm} = \frac{Q_p \cdot \rho_p + Q \cdot \rho}{Q_p + Q}, \quad (4.1.2)$$

Ze vztahu (4.1.1) se vyjádřila rychlost směsi v krčku v_k :

$$v_k = \sqrt{2 \cdot g \left[\frac{p_v - p_s}{\rho_{sm} \cdot g} + \frac{v_v^2}{2 \cdot g} + h_z \right]}. \quad (4.1.3)$$

Rovnice kontinuity v krčku ejektoru, pro nestlačitelnou kapalinu ($\rho = \text{konst.}$):

$$Q_k = S_k \cdot v_k = Q + Q_p, \quad (4.1.4)$$

↓

$$S_k = \frac{Q + Q_p}{v_k}, \quad (4.1.5)$$

Průtočná plocha v krčku ejektoru S_k :

$$S_k = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4},$$

↓

(4.1.6)

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot S_k}{\pi}}, \quad (4.1.7)$$

Dosazením rovnice (4.1.5) do rovnice (4.1.7) se vyjádřil průměr krčku d_k :

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot (Q_p + Q)}{\pi \cdot v_k}}. \quad (4.1.8)$$

Průměr krčku ejektoru (d_k) se dle zkušeností z praxe zvětšuje o 30 až 50 % a kuželovitost difuzoru se volí z rozmezí hodnot 6 až 10°.

Na kontrolní objem ve směřovací komoře se aplikovala Eulerova rovnice hydrodynamiky (ERHD), viz:

ERHD pro nestacionární proudění:

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \cdot v_j = a_{(f)i} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (4.1.9)$$

ERHD pro nestacionární proudění ve vektorovém tvaru:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \text{grad} \vec{v} = \vec{a}_f - \frac{1}{\rho} \text{grad} p \quad (4.1.10)$$

Předpokládalo se ustálené (stacionární) proudění, pro které platí že:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = 0 \quad (4.1.11)$$

Zanedbal se účinek tíhových sil:

$$\vec{a}_f = 0 \quad (4.1.12)$$

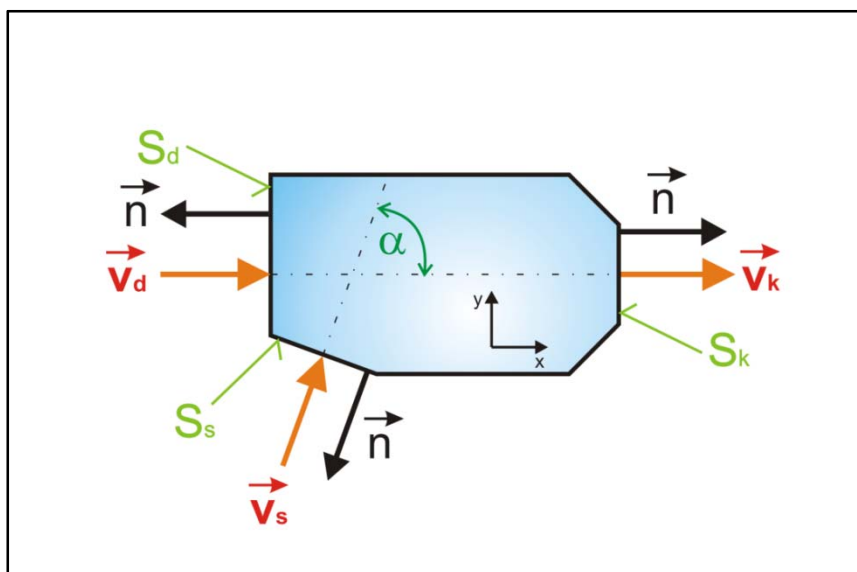
Jestliže se uvažovalo v rovnici (4.1.10) stacionární proudění a zanedbal-li se v ní účinek tíhových sil, po aplikaci na kontrolní objem dV , se získala rovnice ve tvaru:

$$\iiint_V \vec{v} \cdot \text{grad} \vec{v} \cdot dV = - \iiint_V \frac{1}{\rho} \text{grad} p \cdot dV \quad (4.1.13)$$

Na rovnici (4.1.13) se použila Gaus-Ostrogradského věta, kterou se převedl objemový integrál na plošný, rovnice je pak byla ve tvaru:

$$\iint_S \rho \cdot \vec{v} \cdot (\vec{v} \cdot \vec{n}) \cdot dS = - \iint_S p \cdot \vec{n} \cdot dS \quad (4.1.14)$$

Rovnice (4.1.14) se aplikovala na kontrolní objem směřovací komory ejektoru a to pouze pro směr osy x (viz Obr. 11):



Obr. 11 Vektory rychlostí do kontrolního objemu vstupující a vystupující (kde je S_d -průtočná plocha na konci dýzy, S_s – průtočná plocha sacího potrubí, S_k – průtočná plocha krčku)

$$\iint_{S_d} \rho \cdot v_d \cdot (\vec{v}_d \cdot \vec{n}) \cdot dS + \iint_{S_s} \rho \cdot v_s \cdot \cos \alpha \cdot (\vec{v}_s \cdot \vec{n}) \cdot dS + \iint_{S_k} \rho_{sm} \cdot v_k \cdot (\vec{v}_k \cdot \vec{n}) \cdot dS = - \iint_{S_d} p_d \cdot \vec{n} \cdot dS - \iint_{S_k} p_k \cdot \vec{n} \cdot dS \quad (4.1.15)$$

Vzhledem k orientaci vektorů rychlostí a normál vůči souřadnému systému:

$$- \iint_{S_d} \rho_p \cdot v_d \cdot v_d \cdot dS - \iint_{S_s} \rho \cdot v_s \cdot \cos \alpha \cdot v_s \cdot dS + \iint_{S_k} \rho_{sm} \cdot v_k \cdot v_k \cdot dS = \iint_{S_d} p_d \cdot dS - \iint_{S_k} p_k \cdot dS \quad (4.1.16)$$

Po zanedbání tlakových sil:

$$- \iint_{Q_p} \rho_p \cdot v_d \cdot dQ - \iint_Q \rho \cdot v_s \cdot \cos \alpha \cdot dQ + \iint_{Q_{sm}=Q_p+Q} \rho_{sm} \cdot v_k \cdot dQ = 0 \quad (4.1.17)$$

Po integraci (4.1.17) a vynásobením hodnotou (-1), se získal výsledný tvar:

$$\rho_p \cdot v_d \cdot Q_p + \rho \cdot v_s \cdot \cos \alpha \cdot Q - v_k \cdot (Q_p \cdot \rho_p + Q \cdot \rho) = 0 \quad (4.1.18)$$

Ze vztahu (4.1.18) se vypočítala výstupní rychlost z dýzy, byla-li zvolena rychlost v_s :

$$v_d = \frac{Q \cdot \rho}{Q_p \cdot \rho_p} \cdot (v_k - v_s \cdot \cos \alpha) + v_k \quad (4.1.19)$$

Průměr výstupního otvoru dýzy se určil z rovnice kontinuity (4.1.19) a průtočné plochy na výstupu z dýzy (4.1.20):

$$Q_p = S_d \cdot v_d, \quad (4.1.20)$$

$$S_d = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (4.1.21)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot v_d}}. \quad (4.1.22)$$

Potřebný tlak pomocné kapaliny se stanovil ze vztahu (4.1.22), který se po drobných úpravách vyjádřil jako vztah (4.1.24):

$$v_d = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{P_p - P_s}{\rho_p}}, \quad (4.1.23)$$

$$\frac{v_d^2}{\varphi^2} = \frac{2p_p}{\rho_p} - \frac{2p_s}{\rho} \quad / \cdot \frac{1}{2g} \quad (4.1.24)$$

↓

$$\frac{p_p}{\rho_p \cdot g} = \frac{v_d^2}{\varphi^2 \cdot 2g} + \frac{p_s}{\rho \cdot g}. \quad (4.1.25)$$

Kde vztah (4.1.24) představuje Bernoulliho rovnici mezi vstupem a výstupem do trysky kde je zanedbána přívodní rychlost do dýzy (v_p). Rychlostní součinitel volíme $\varphi = 0,93 \div 0,97$.

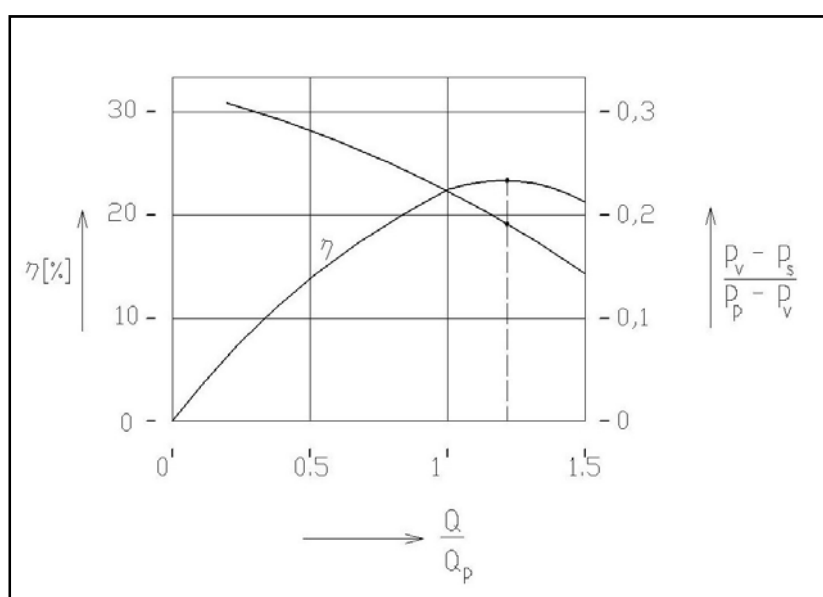
Délka (l) od konce dýzy ke krčku se určila z empirického vztahu Teperina a Zamarina:

$$l = 4,65 \cdot \left(\frac{v_d}{v_k} \right)^{1,2} \cdot d. \quad (4.1.26)$$

Celková účinnost ejektoru:

$$\eta = \frac{Q \cdot \rho \left[\left(\frac{p_v}{\rho} + \frac{v_v^2}{2} \right) - \left(\frac{p_s}{\rho} + \frac{v_s^2}{2} \right) \right]}{Q_p \cdot \rho_p \left[\left(\frac{p_p}{\rho_p} + \frac{v_p^2}{2} \right) - \left(\frac{p_v}{\rho_v} + \frac{v_v^2}{2} \right) \right]}. \quad (4.1.27)$$

Poměr průtoku čerpané a pomocné kapaliny se volí $\alpha = \frac{\rho \cdot Q}{\rho_p \cdot Q_p} = 1 \div 1,2$, při němž dosahuje účinnost své maximální hodnoty (viz Obr. 12).



Obr. 12 Diagram účinnosti ejektoru [2]

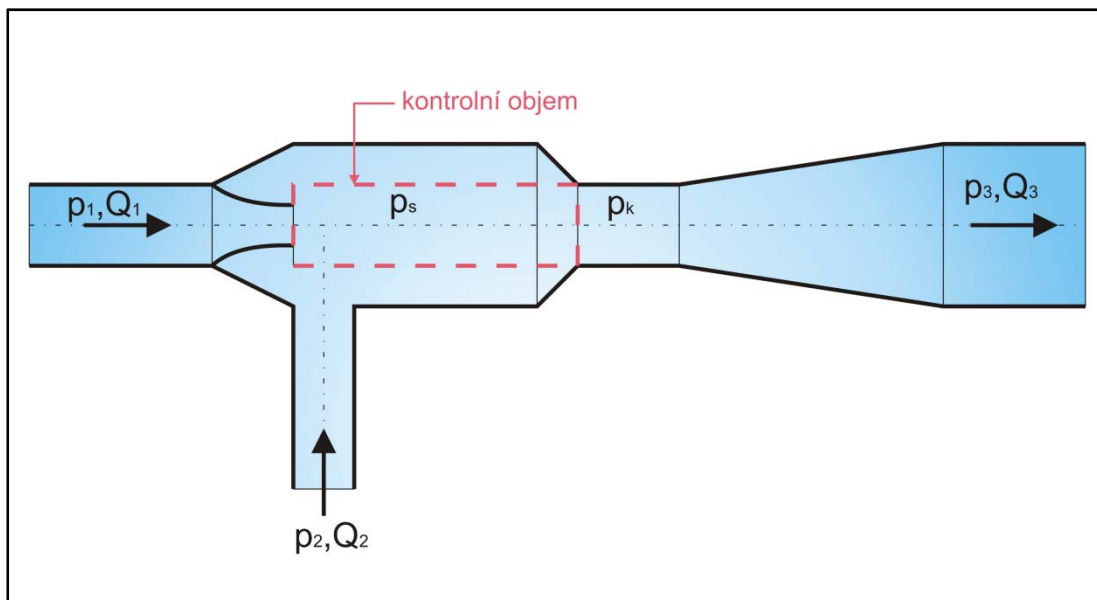
4.2 Matematický model č. 2 [4]

U tohoto matematického modelu vystupovalo 8 neznámých veličin (viz. Obr. 13).

Neznámé veličiny:

- průtoky: Q_1, Q_2, Q_3
- tlaky: p_1, p_2, p_3, p_s, p_k

Na vyřešení všech osmi neznámých se použilo 5 rovnic, které popisují proudění v ejektoru a 3 rovnice které definují okrajové podmínky.



Obr. 13 Ejektor a neznámé veličiny ($Q_1, Q_2, Q_3, p_1, p_2, p_3, p_s, p_k$)

4.2.1 Rovnice popisující proudění v ejektoru

1. Rovnice kontinuity.

Uvažuje se nestlačitelná kapalina ($\rho = \text{konst.}$).

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 \quad (4.2.1.1)$$

2. Tlak ve směšovací komoře (p_s) se uvažuje konstantní a roven tlaku (p_2).

$$p_s = p_2 \quad (4.2.1.2)$$

3. Proudění v prostoru dýzy.

Jedná se o výpočet tlakové difference mezi vstupem a výstupem z dýzy jako funkce průtoku Q_1 . Při výpočtu je uvažován vztah dle ISO 5167-1 Měření průtoku pomocí snímačů diferenčního tlaku.

$$Q_1 = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot S_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot S_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_s)}{\rho}} \quad (4.2.1.3)$$

Kde jednotlivé členy představují:

C – průtokový součinitel (volí se přibližně 0,95)

β – poměr d/D_1

S_d – výstupní průtočnou plochu dýzy

4. ERHD – zákon zachování hybnosti

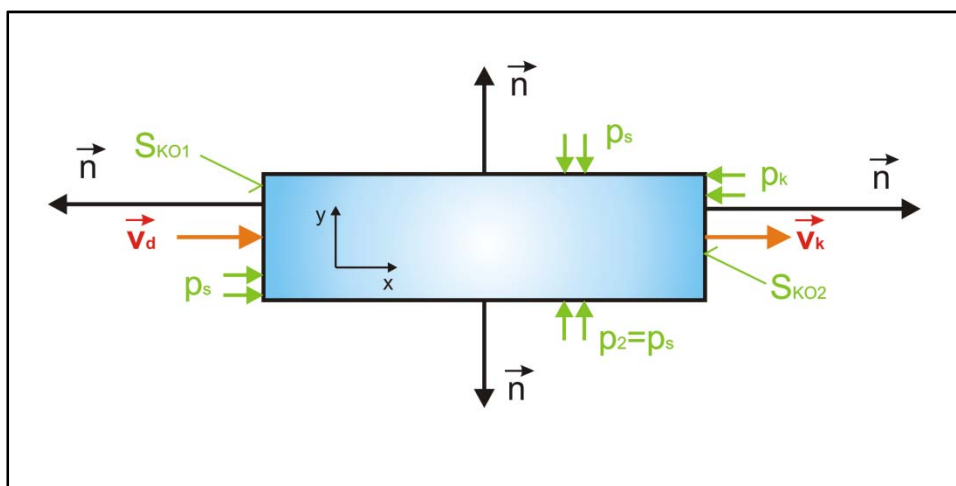
Na kontrolní objem mezi výstupem z dýzy a krčkem (viz Obr. 14) se aplikovala ERHD ve tvaru (4.1.14), která byla odvozena v předešlé kapitole. Po aplikaci na kontrolní objem směšovací komory ejektoru (Obr. 14) se získala rovnice (4.2.1.4):

$$\iint_{S_{KO1}} \rho \mathbf{v}_d \cdot (\mathbf{v}_d \cdot \mathbf{n}) \cdot dS + \iint_{S_{KO2}} \rho \mathbf{v}_k \cdot (\mathbf{v}_k \cdot \mathbf{n}) \cdot dS = - \iint_{S_{KO1}} p_s \cdot \mathbf{n} \cdot dS - \iint_{S_{KO2}} p_k \cdot \mathbf{n} \cdot dS$$

Kde jednotlivé plochy znamenají:

S_{KO1} – vstupní plocha kontrolního objemu, která se pro tlakové síly rovná ploše v krčku S_k a pro hybnostní síly se rovná ploše na konci dýzy S_d .

S_{KO2} – výstupní plocha kontrolního objemu, která se pro tlakové a hybnostní síly rovná ploše v krčku S_k .



Obr. 14 Kontrolní objem směšovací komory ejektoru, mezi výstupem z dýzy a krčkem (kde je S_k – průtočná plocha krčku)

Vzhledem k orientaci vektorů rychlostí a normál vůči souřadnému systému:

$$- \iint_{S_d} \rho \mathbf{v}_d \cdot \mathbf{v}_d \cdot dS + \iint_{S_k} \rho \mathbf{v}_k \cdot \mathbf{v}_k \cdot dS = \iint_{S_k} p_s \cdot dS - \iint_{S_k} p_k \cdot dS \quad (4.2.1.5)$$

Protože průtok je definován, jako součin normálové složky rychlosti a průtočné plochy, upravila se rovnice na tvar:

$$- \iint_{Q_d} \rho \mathbf{v}_d \cdot dQ + \iint_{Q_k} \rho \mathbf{v}_k \cdot dQ = \iint_{S_k} p_s \cdot dS - \iint_{S_k} p_k \cdot dS \quad (4.2.1.6)$$

Po integraci:

$$-\rho \cdot v_d \cdot Q_d + \rho \cdot v_k \cdot Q_k = p_s \cdot S_k - p_k \cdot S_k \quad (4.2.1.7)$$

Z rovnice kontinuity plyne:

$$Q_d = Q_1 \quad (4.2.1.8)$$

$$Q_d = S_d \cdot v_d \Rightarrow v_d = \frac{Q_d}{S_d} = \frac{Q_1}{S_d} \quad (4.2.1.9)$$

$$Q_k = Q_3 \quad (4.2.1.10)$$

$$Q_k = S_k \cdot v_k \Rightarrow v_k = \frac{Q_k}{S_k} = \frac{Q_3}{S_k} \quad (4.2.1.11)$$

Jestliže se vztahy (4.2.1.8 – 4.2.1.11) dosadily do rovnice (4.2.1.7), po drobných úpravách byla výsledná rovnice ve tvaru:

$$\rho \cdot \frac{Q_1^2}{S_d} + p_s \cdot S_k = \rho \cdot \frac{Q_3^2}{S_k} + p_k \cdot S_k \quad (4.2.1.12)$$

Kde levá strana rovnice představuje součet vnějších tlakových sil a pravá strana rozdíl hybností do kontrolního objemu vstupujících a vystupujících (viz obr. 16).

5. V prostoru difuzoru se uvažovalo s účinností savky.

$$\eta_s = \frac{\frac{p_k}{Q_3^2} - \frac{p_3}{Q_3^2}}{\frac{\rho}{2 \cdot S_k^2} - \frac{\rho}{2 \cdot S_3^2}} \cdot [2] \quad (4.2.1.13)$$

Jedná se o účinnost přeměny kinetické energie na tlakovou, z dostupných experimentálních hodnot se doporučuje volba hodnoty účinnosti savky v rozmezí 0,6-0,75 [2].

4.2.2 Rovnice definující okrajové podmínky

Rovnice definující okrajové podmínky jsou tři rovnice se třemi neznámými, kterým byla přiřazena zvolená číselná hodnota.

Okrajovými podmínkami nemohly být rovnice s náhodně vybranými neznámými veličinami, nýbrž vhodné kombinace těchto neznámých veličin. Zde byla do rovnic okrajových podmínek zvolena tato kombinace neznámých veličin Q_1 , Q_2 , p_3 , které byly z hlediska stability výpočtu optimální.

V Tab. 1 je ukázka způsobu přiřazení číselných hodnot třem neznámým veličinám. Přičemž se měnil jen průtok Q_2 , konstantním krokem do potřebné hodnoty (geometrie ejektoru se neměnila) a to z důvodu získání rozdílného poměru průtoků Q_2/Q_1 , který posloužil k sestrojení účinnostní charakteristiky ejektoru.

Tab. 1 Zvolené číselné hodnoty třech neznámých veličin a poměr průtoků Q_2/Q_1

Q1 vstup l/s	Q2 přisávání l/s	p3 Pa	Q2/Q1 l/s
2	0,1	0	0,05
2	0,2	0	0,1
2	0,3	0	0,15
2	0,4	0	0,2
2	0,5	0	0,25
2	0,6	0	0,3
2	0,7	0	0,35

4.2.3 Sestrojení charakteristiky ejektoru pomocí funkce Řešitel

V předchozí kapitole došlo ke snížení počtu neznámých, tím že neznámým veličinám, průtoků Q_1 a Q_2 a tlaku p_3 , byla přiřazena zvolená číselná hodnota. K dalšímu snížení neznámých se využila rovnice kontinuity (vztah 4.2.1.1) a rovnice pro rovnost tlaků ve směšovací komoře (vztah 4.2.1.2). Zbyly 3 neznámé veličiny (p_1 , p_k , $p_2=p_s$), které byly funkcemi rovnice pro proudění v dýze (vztah 4.2.3), rovnice pro hybnost (vztah 4.2.1.12) a rovnice pro účinnost savky (vztah 4.2.1.13). Tyto poslední 3 rovnice se upravily do tvaru, ve kterém se také zapsaly do programu MS Excel (úprava spočívala v převedení všech členů na jednu stranu rovnice, kde se nula označila jako residuum, což představovalo chybu vzniklou neúplným dodržáním zákonů zachování). Další rovnice, která se zapsala do programu MS Excel byl součet všech tří residuí v druhé mocnině (vztah 4.2.3.4).

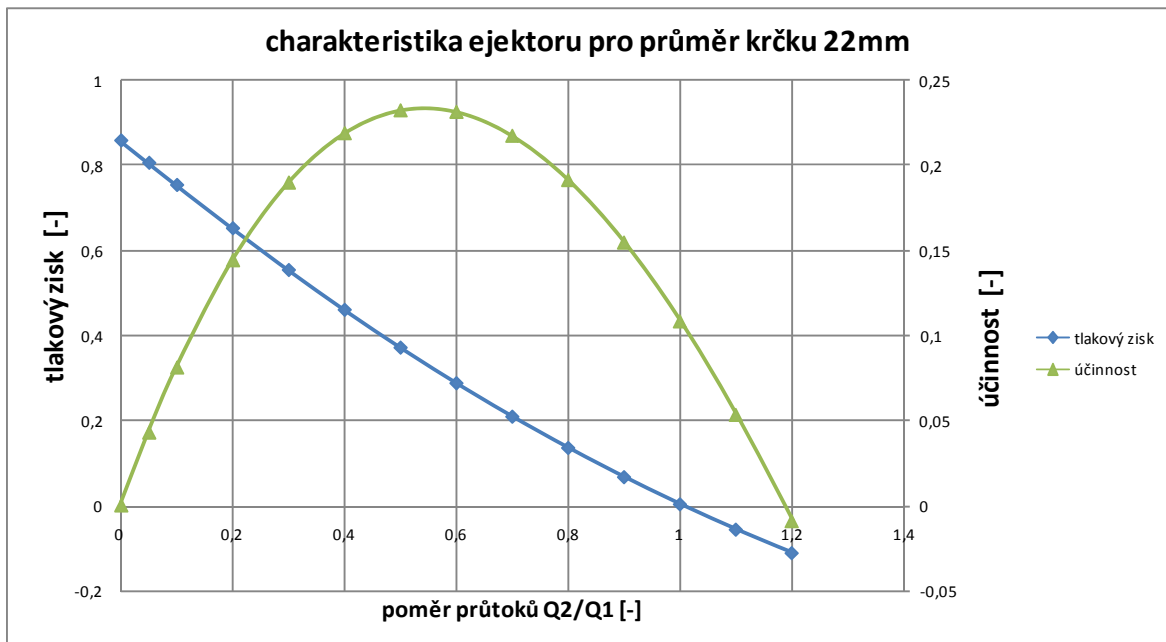
Z výsledků řešitele pak byla sestavena účinnostní charakteristika a tlakový zisk ejektoru (viz. Graf 1). Kde se teoretická maximální účinnost ejektoru pohybovala kolem hodnoty 23%, při poměru průtoků $Q_2/Q_1 = 0,55$.

$$\frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot S_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_s)}{\rho}} - Q_1 = \text{ress}_1 \quad (4.2.3.1)$$

$$\rho \cdot \left(\frac{Q_1^2}{S_d} - \frac{Q_3^2}{S_k} \right) - S_k \cdot (p_k - p_s) = res_{s_2} \quad (4.2.3.2)$$

$$\frac{1}{\rho} (p_k - p_3) + \frac{Q_3^2}{2} \left(\frac{1}{S_k^2} - \frac{1}{S_3^2} \right) \cdot \eta_s = res_{s_3} \quad (4.2.3.3)$$

$$\sum res^2 = res_{s_1}^2 + res_{s_2}^2 + res_{s_3}^2 \quad (4.2.3.4)$$



Graf. 1 Teoretická charakteristika ejektoru pro průměr krčku 22 mm.

5. Experiment

Experiment byl hlavní náplní předchozí diplomové práce. Zde mu bylo věnováno jen nezbytné minimum pro objasnění určitých kroků v následujících kapitolách.

5.1 Popis měřicí tratě, její schéma a postup měření [4]

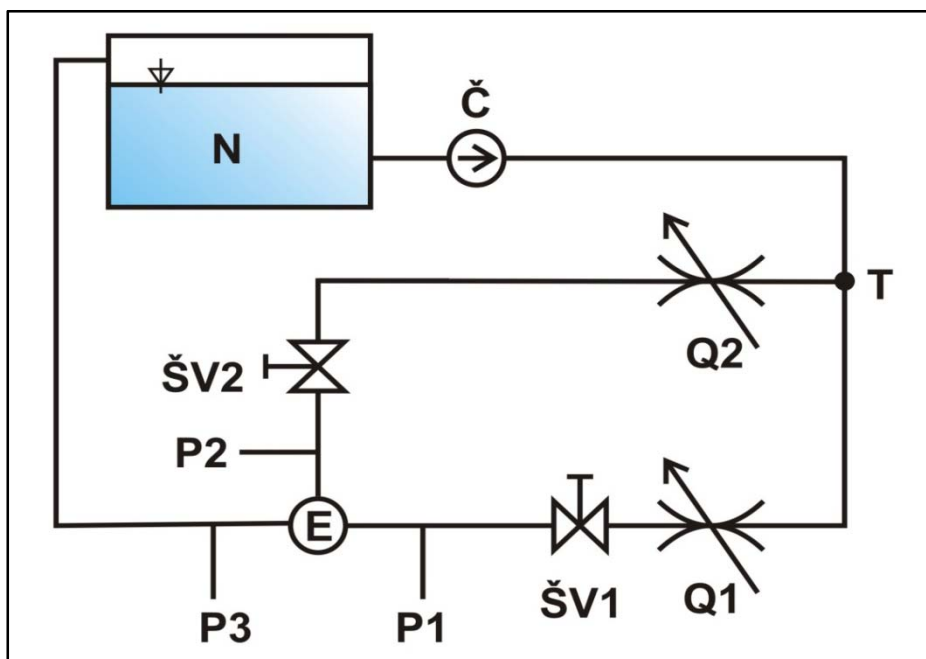
Schéma měřicí tratě je možno vidět na Obr. 15, kde čerpadlo nasávalo kapalinu z nádrže a čerpalo ji do místa, kde byl vložen T kus. Tam došlo k rozdělení průtoku na průtok Q_1 (průtok pracovní kapaliny ejektoru) a průtok Q_2 (průtok přisávané kapaliny ejektoru), ty následně putovali ve dvou samostatných větvích do ejektoru. V každé větvi vedoucí do ejektoru byl umístěn snímač tlaku (P1 nebo P2) a průtokoměr (Q1 nebo Q2), jenž bylo možno regulovat škrťacím ventilem (ŠV1 nebo ŠV2). Na výstupu z ejektoru byl umístěn pouze snímač tlaku P3.

Postup měření:

Při samotném měření se pomocí škrťacího ventilu (ŠV2) zvyšoval konstantním krokem z nulové hodnoty průtok Q_2 až do úplného otevření škrťacího ventilu (ŠV2). Tím se docílilo proměření veličin tlaků a průtoků při poměrech průtoků (Q_2/Q_1), díky nimž se mohla sestavit účinnostní a tlaková charakteristika ejektoru

Měřené veličiny:

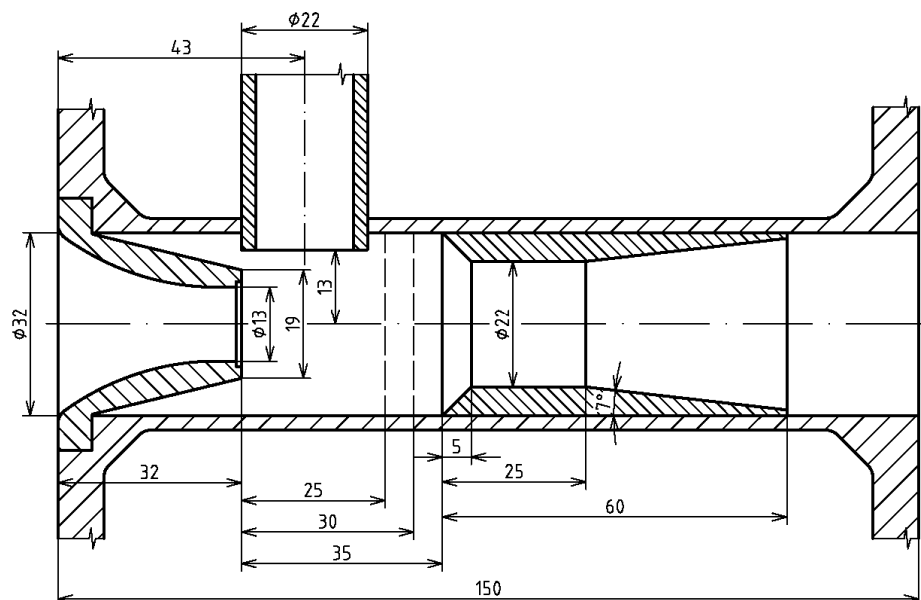
- P_1 [kPa] - tlak na vstupu do ejektoru
- P_2 [kPa] - tlak v sací větvi ejektoru
- P_3 [kPa] - tlak na výstupu z ejektoru
- Q_1 [l/s] - průtok pracovní kapaliny na vstupu do ejektoru
- Q_2 [l/s] - průtok přisávané kapaliny



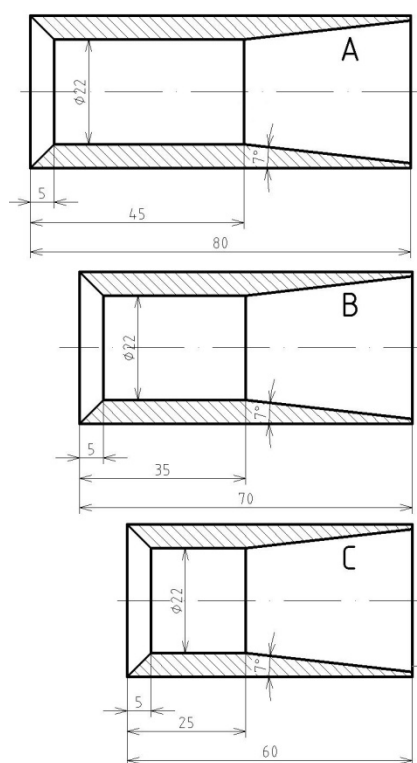
Obr. 15 Schéma měřicí tratě (N – nádrž; Č – čerpadlo; T – T kus; Q2, Q1 – průtokoměry; ŠV1, ŠV2 – škrťací ventily; E – ejektor, P1, P2, P3 – snímače tlaku)

5.2 Geometrie ejektoru

Při experimentu se proměřoval ejektor při změnách 2 parametrů. Prvním z nich byla délka směřovací komory (viz. Obr. 16. – čárkovaná čára), která se postupně zmenšovala z hodnoty 35mm na 30mm a 25mm. Druhým parametrem byla délka válcového krku (viz Obr. 17).



Obr. 16 Geometrie ejektoru použitého při experimentu (pro délku válcového krku 25mm) [4]



Obr. 17 Rozměry válcového krku ejektoru [4]

6. Modelování proudění v ejektoru pomocí CFD

Modelování proudění v ejektoru se řešilo jako jednofázové, prostorové (3D) proudění podle původní technické dokumentace s drobnými úpravami (viz kap 6.2) a se stejnými experimentálně naměřenými hodnotami (viz kap 6.1). Byly řešeny 4 typy následujících úloh:

- Modelování proudění v ejektoru stejného tvaru a za stejných podmínek jako při experimentu
- Zjištění plně vyvinutých, turbulentních rychlostních profilů v přívodních potrubích ejektoru
- Vliv délky krčku na proudění v ejektoru
- Modelování proudění v ejektoru s ideální délkou krčku

6.1 Postup při řešení CFD úlohy:

Při řešení každé CFD úlohy se postupovalo podle těchto kroků:

- tvorba podkladové geometrie (pomocí CAD systémů – SolidWorks)
- Preprocessing - tvorba matematického modelu (pomocí programu Gambit)
- Vlastní výpočet CFD (pomocí programu Fluent)
- Postprocessing (vyhodnocení) numerické simulace - zobrazení výsledků

6.2 Vstupní podmínky (hodnoty) pro výpočet CFD úlohy:

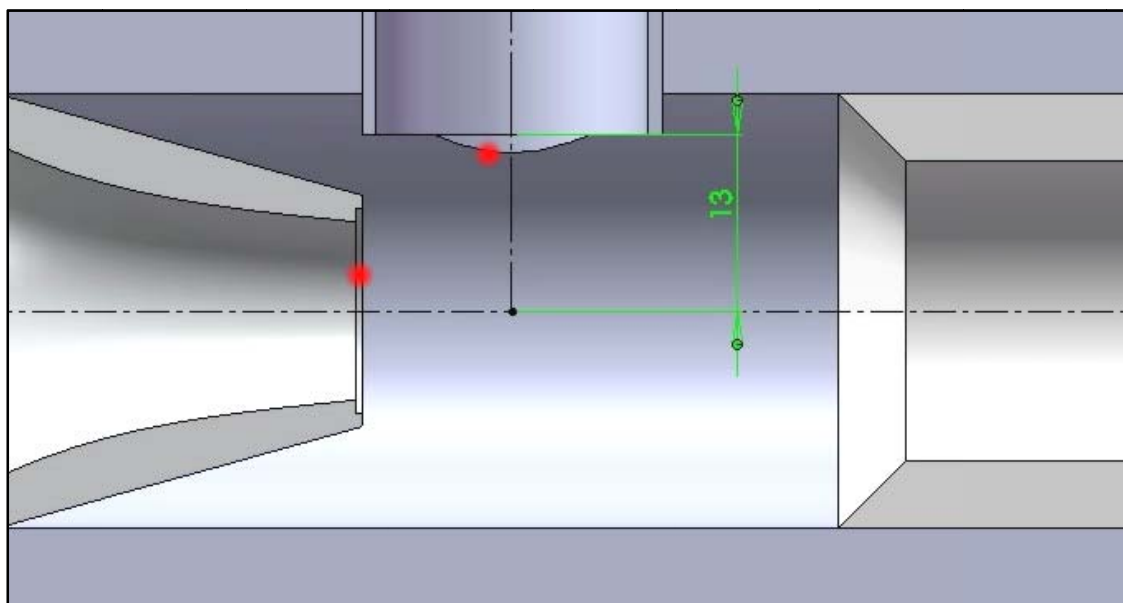
Jako vstupní podmínky pro modelování proudění v ejektoru pomocí CFD, byly vybrány experimentálně naměřené hodnoty z předešlé diplomové práce. V této diplomové práci byly vybrány hodnoty pouze pro délku válcového krku 25 mm (viz Obr. 17 - varianta C), pro nastavovaný počáteční průtok $Q=2\text{l/s}$ a pro všechny tři délky směšovací komory. Přičemž u všech délek komor byly vybrány jen některé naměřené hodnoty (viz Tab. 2 - žlutě vyznačené řádky představují použité vstupní hodnoty, pro konkrétní délku směšovací komory).

Tab. 2 Naměřené hodnoty pro délku směšovací komory 35mm; délku válcového krku 25mm a nastavený počáteční průtok $Q=2\text{l/s}$

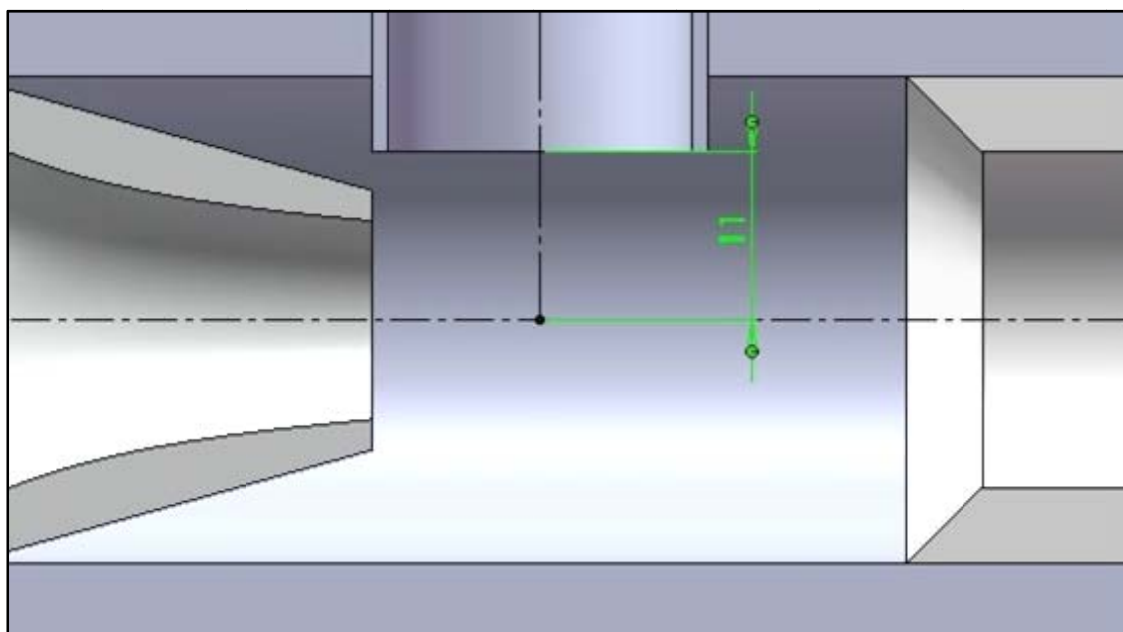
pořadí	Q1 vstup l/s	Q2 přísávání l/s	p1 vstup kPa	p2 přísávání kPa	p3 výstup kPa
1	2,0058	0,0064	84,0603	-43,0682	2,8162
2	1,9259	0,1887	89,8757	-23,8841	3,5476
3	1,8895	0,4168	96,7109	1,9021	4,0129
4	1,8256	0,6385	99,4552	18,0945	4,7552
5	1,8264	0,8065	101,0929	27,3160	5,2524
6	1,7906	0,9988	102,5860	35,8814	6,1419
7	1,7452	1,2114	104,7344	45,4037	8,0322
8	1,6833	1,4092	106,8607	51,3242	9,0853
9	1,6277	1,6191	108,1410	57,1341	9,3288
10	1,5867	1,8150	109,1896	61,2698	10,7207
11	1,5569	2,0125	109,6885	64,3413	11,3718

6.3 Úprava původní geometrie ejektoru:

Geometrie ejektoru pro řešení v CFD byla drobně upravena oproti původní geometrii ejektoru, kterým byly získávány naměřené hodnoty a to z důvodu bezproblémového vytvoření matematické sítě (viz. kap. 6.4.2) bez degenerovaných členů. Drobné změny v geometrii ejektoru, byly provedeny za předpokladu, že nebudou mít velký vliv na změnu proudění uvnitř ejektoru. Jednalo se o změny uvnitř směšovací komory, konkrétně o posunutí přísávající trubky vertikálně směrem do směšovací komory o 2mm a dále zanedbání zahloubení v ústí trysky (viz. Obr. 18 a Obr. 19).



Obr. 18 Původní geometrie ejektoru (červeně vyznačené problémové plochy)



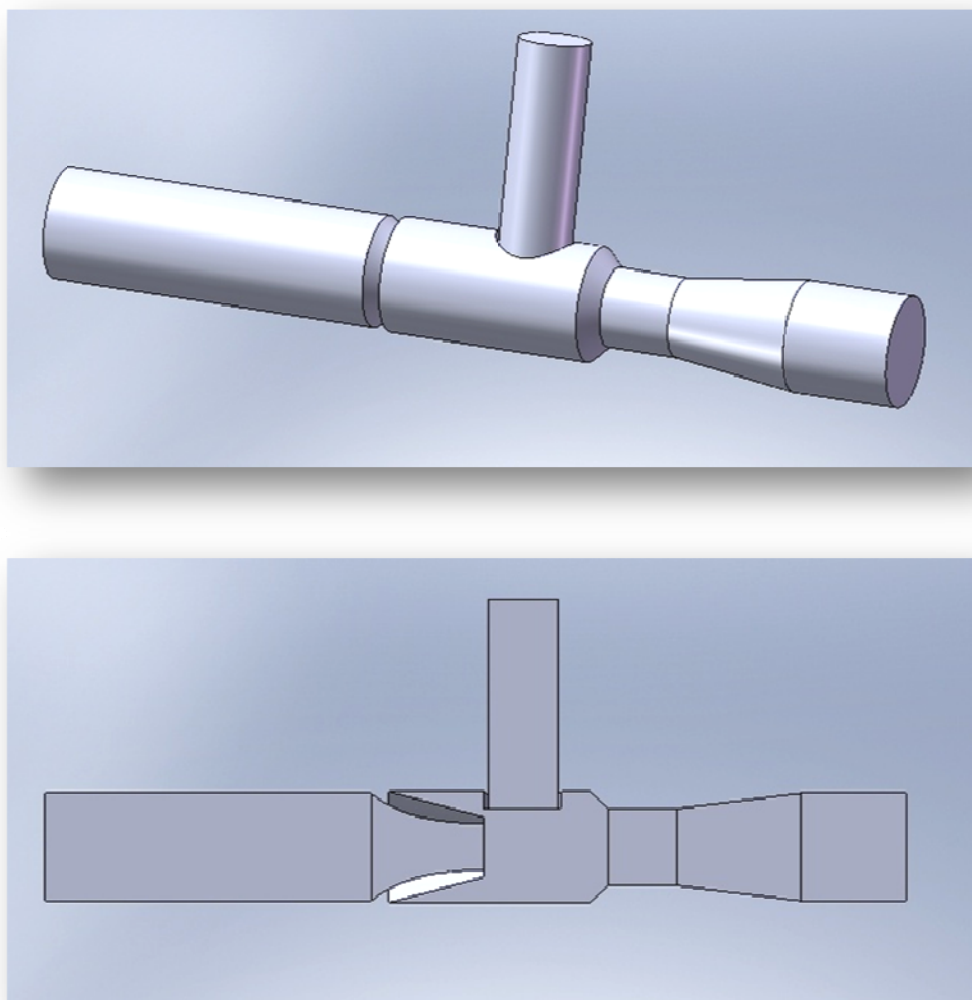
Obr. 19 Upravená geometrie ejektoru pro modelování proudění v CFD

6.4 Modelování proudění v ejektoru stejného tvaru a za stejných podmínek jako při experimentu

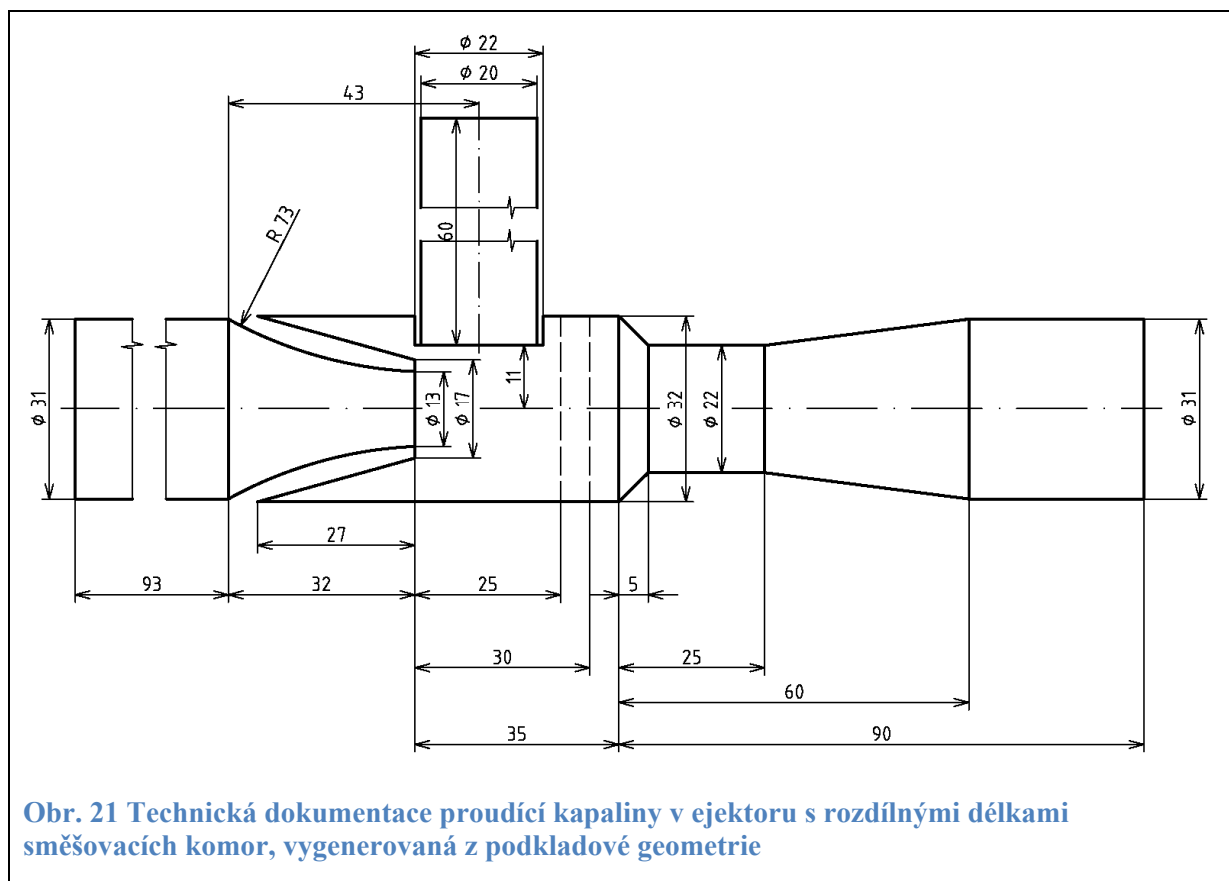
Zde se provedla CFD analýza ejektoru, který byl použit při experimentálním měření a to pro všechny tři délky směšovací komor. Ze získaných výsledků byly sestaveny účinnostní charakteristiky ejektoru, které byly porovnány s charakteristikami teoretickými a experimentálními.

6.4.1 Tvorba podkladové geometrie ejektoru

V kapitole 6.2 bylo pojednáno o úpravách původní geometrie ejektoru užíteho při experimentu. S ohledem na tyto úpravy byla v programu SolidWorks vytvořena ve 3D podkladová geometrie ejektoru a to jenom těch částí kterými proudí kapalina (viz Obr. 20). Z vymodelované podkladové geometrie byla následně, s drobnými zobrazovacími úpravami, vygenerována technická dokumentace (viz Obr. 21).



Obr. 20 Podkladová geometrie ejektoru vymodelovaná v programu SolidWorks pro délku směšovací komory 35mm (nahore – ejektor ve 3D pohledu, dole - řez 3D modelem)



6.4.2 Tvorba matematického modelu ejektoru (Preprocessing)

Preprocessingem se v případě CFD analýzy myslí zejména definice dvou základních faktorů, kterými byla výpočtová síť (mesh) a okrajové podmínky. Definice těchto dvou faktorů byla provedena v preprocesorovém programu Gambit.

6.4.2.1 Mesh, její definice a vlastnosti [5]

Definování základních pojmů užitých v následujících kapitolách.

- Mesh - výpočtová síť sestávající se z konečného počtu prvků a uzlů.
- Mapovaná mesh - umístění a orientace prvků je pravidelná.
- Free (pave) mesh - síť sestávající se z prvků, jejichž orientace je nahodilá.

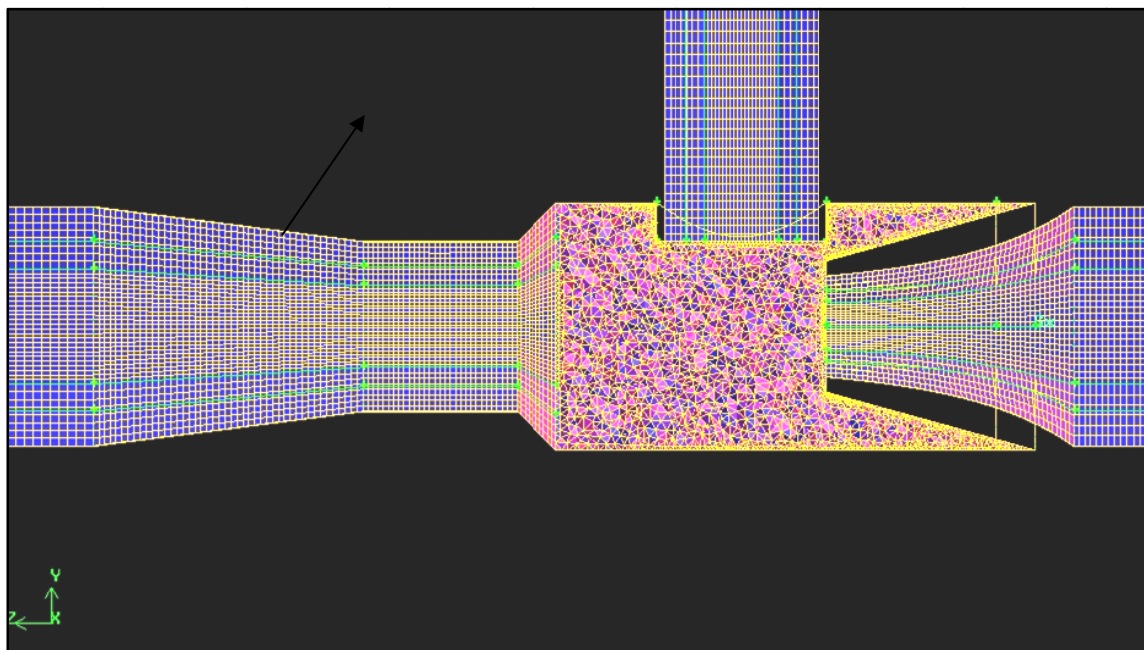
6.4.2.2 Vytvoření výpočtové sítě (meshe) ejektoru a její kontrola

Co se týče matematické sítě ejektoru, kromě směšovací komory, která byla vytvořena jako free mesh, byly ostatní části ejektoru vytvořeny jako mapované meshe (viz Obr. 22 a Obr. 23).

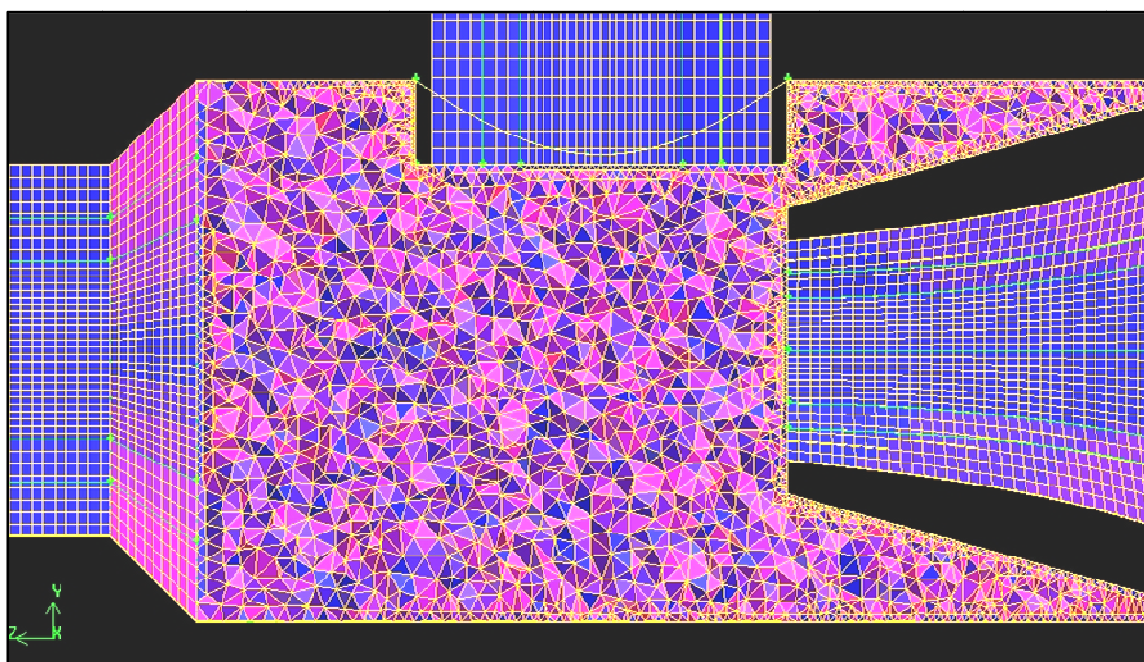
Síť s nejvyšším počtem prvků měl ejektor s délkou směšovací komory 35mm, kde síť obsahovala 855 247 prvků.

Snahou bylo vytvořit co nejmenší velikostní rozdíly prvků v místech napojení dvou rozdílných sítí a to z důvodu zpřesnění výpočtu.

Po úspěšném vytvoření výpočtové sítě se přistoupilo ke kontrole, zda síť neobsahuje zdegenerované prvky, jejichž velikost zešíkmení by neměla přesahovat hodnotu 0,9. Degenetrované prvky s hodnotou vyšší jak 0,9 by nepříznivě ovlivnili stabilitu matematického modelu a muselo by se přistoupit k zrevidování sítě (obvykle stačilo zjemnit síť). Nejhorší prvky v síti ejektoru dosahovaly maximálních hodnot zešíkmení 0,84. Jednalo se zejména o prvky ve směšovací komoře, která byla vytvořena jako free mesh.



Obr. 22 Řez matematickým modelem ejektoru (délka komory 35mm)



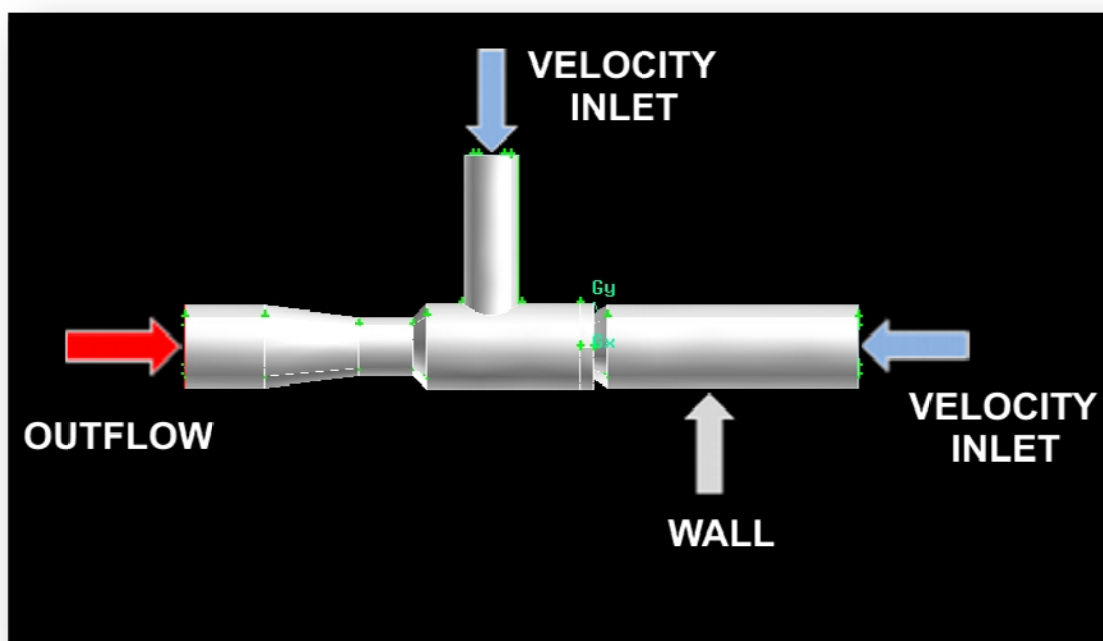
Obr. 23 Řez matematickým modelem ejektoru (délka komory 35mm) – detail směšovací komory

6.4.2.3 Aplikace okrajových podmínek

Důležitým krokem preproccessingu bylo nadefinování okrajových podmínek. Přehled použitých okrajových podmínek je znázorněn v Tab. 3 a umístění okrajových podmínek na ejektoru je znázorněno na Obr. 24.

Tab. 3 Přehled použitých okrajových podmínek na jednotlivé části ejektoru

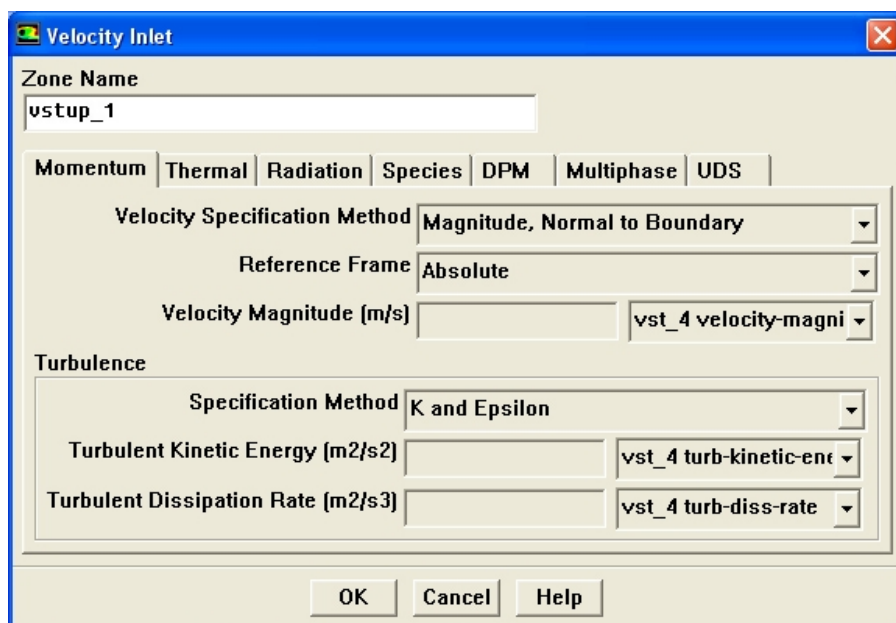
Typ okrajové podmínky	Specifikace
WALL	Podmínka se chová jako stěna tudíž omezuje tok média. Platí pro ni podmínka ulpívání na povrchu stěny a s ní i nulová rychlost na povrchu.
VELOCITY INLET	Definuje vektor rychlosti ve směru kolmém na vstupní plochu a jeho velikost.
OUTFLOW	Pro tuto podmínku, platí, že ve směru normály výstupní plochy je derivace rychlosti a tlaku nulová [6].



Obr. 24 Umístění okrajových podmínek ejektoru v prostředí Gambitu (šedé plochy ejektoru představují podmínku WALL)

6.4.3 Vlastní výpočet CFD

Nastavení CFD řešiče Fluent pro tento typ úlohy, bylo skoro stejné jako v kap. 6.5.2.1. Lišilo se pouze v nastavení okrajových podmínek vstupních rychlostí. V kapitole 6.5.3.4 bylo pojednáno o vytvoření profilů, určených pro okrajové podmínky. Tyto profily se načetly do Fluentu a nadefinovaly se jimi okrajové podmínky (VELOCITY INLET) na vstupu a přísávání ejektoru dle Obr. 25, kde se nastavila velikost rychlosti (VELOCITY MAGNITUDE), turbulentní kinetická energie (TURBULENT KINETIC ENERGY) a míra turbulentní disipace (TURBULENT DISSIPATION RATE).

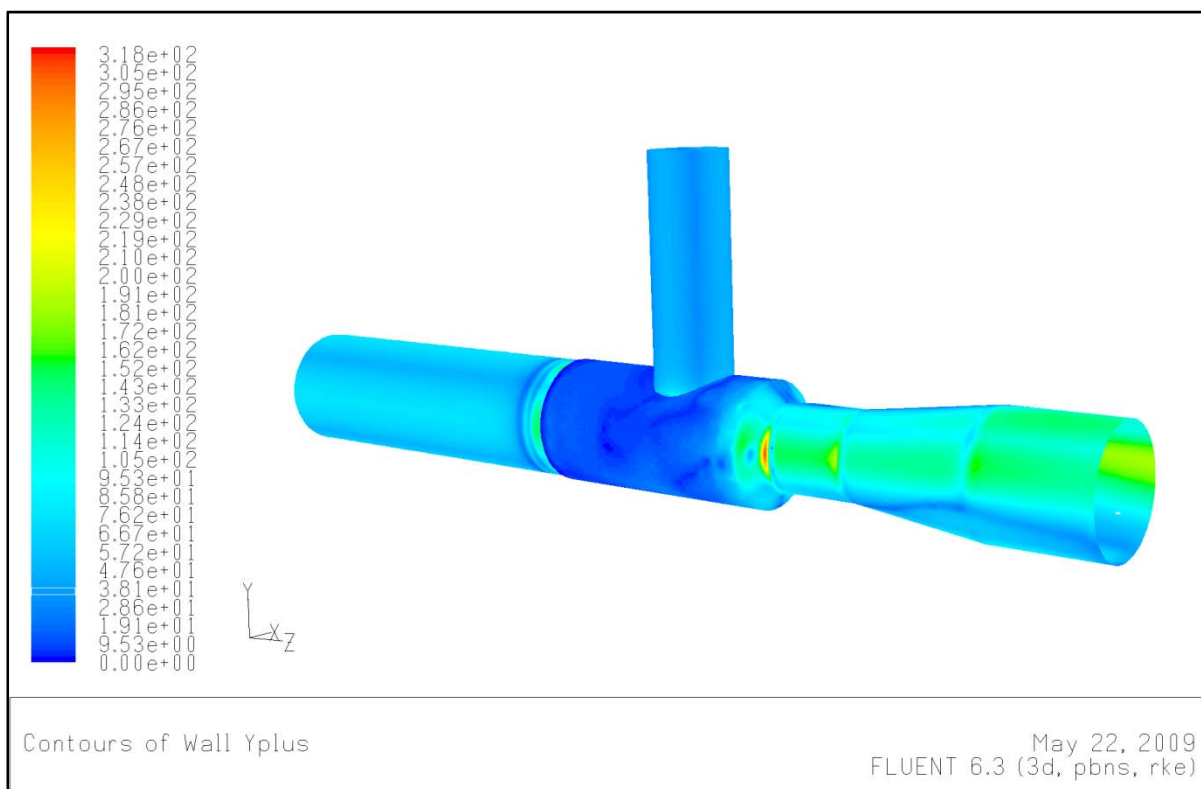


Obr. 25 Nastavení okrajové podmínky vstupní rychlosti (VELOCITY INLET), pomocí profilů

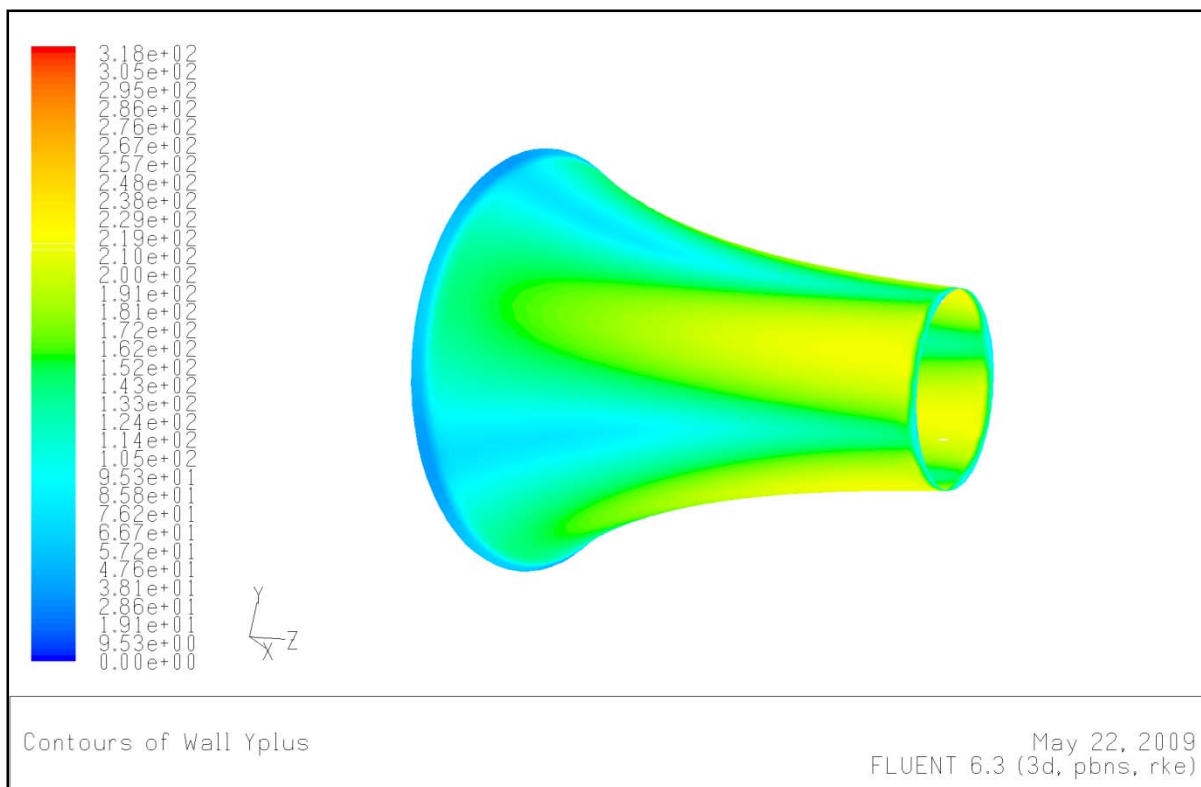
6.4.4 Postprocessing (vyhodnocení) numerické simulace

6.4.4.1. Kontrola mezní vrstvy

O mezní vrstvě, jejím nastavení a kontrole bylo detailněji pojednáno v kapitole 6.4.3.1. Na Obr. 26 jsou vykresleny hodnoty bezrozměrné tloušťky v mezní vrstvě (y^+) na stěně ejektoru, které by se měli pohybovat v hodnotách $20 < y^+ < 100 \div 150$, což bylo skoro všude splněno kromě krčku a horní části difuzoru, kde se hodnota bezrozměrné tloušťky v mezní vrstvě pohybovala v rozmezí $180 \div 190$ z čehož vyplývá, že v těchto místech byla vysoká rychlost proudění kapaliny. Že hodnota y^+ stoupala se zvyšující se rychlostí, dokazuje i Obr. 27 kde na konci trysky, která představovala nejužší průtočnou plochu v ejektoru, tudíž i místo s nejvyšší rychlostí proudění kapaliny byla hodnota y^+ nejvyšší a pohybovala se v rozmezí $210 \div 220$. Jediným řešením jak hodnotu y^+ snížit, bylo v Gambitu na stěnách ejektoru z hustit síť. Ovšem při pokusu provést toto opatření docházelo ke špatnému napojení mapované sítě na konci trysky s volnou sítí (free mesh) uvnitř směšovací komory, kde výsledná síť vykazovala velký počet degenerovaných členů s hodnotou zešikmení větší jak 0,97, což by znemožňovalo následný výpočet ve Fluentu.



Obr. 26 Mezní vrstva na stěnách ejektoru (délka komory 35mm, rychlost na vstupu $v_1=2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=2,578\text{/s}$)



Obr. 27 Mezní vrstva na stěně trysky ejektoru (délka komory 35mm, rychlost na vstupu $v_1=2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=2,578\text{/s}$)

6.4.4.2. Výpočet účinnosti a tlakového zisku ejektoru

Účinnost a tlakový zisk ejektoru se vypočítali na základě vztahů z kap. (4.2), kde bylo akorát pozměněno indexování. Výpočet se provedl u všech délek směřovacích komor (u každé délky komory se provedlo 6 výpočtů – viz Tab. 2). Pro názornost je zde uveden chronologický postup výpočtu.

Z geometrie ejektoru byli známy rozměry potrubí:

D_1 [m] - průměr potrubí na vstupu do ejektoru

D_2 [m] - průměr sacího potrubí ejektoru

D_3 [m] - průměr potrubí na výstupu z ejektoru

Následně se vypočítali z těchto průměrů průtočné plochy dle vztahu (6.3.4.3.1).

$$S_i = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} [\text{m}^2] \quad (6.3.4.3.1)$$

Kde index i představuje hodnoty 1,2,3, které odpovídají jednotlivým částem ejektoru.

Z experimentu byly známy hodnoty naměřených průtoků Q_1 a Q_2 . Z rovnice kontinuity pro nestlačitelnou kapalinu se vypočítal průtok na výstupu z ejektoru (Q_3), podle vztahu (6.3.4.3.2).

$$Q_3 = Q_1 + Q_2 [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6.3.4.3.2)$$

Poté se ze všech průtoků vypočítali rychlosti kolmé na průtočnou plochu.

$$Q_i = v_i \cdot S_i \Rightarrow v_i = \frac{Q_i}{S_i} = \frac{4 \cdot Q_i}{\pi \cdot D_i^2} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6.3.4.3.3)$$

Následoval výpočet:

- tlakového zisku

- kde hodnoty tlaků byly získány z Fluentu

$$\frac{p_3 - p_2}{p_1 - p_3} [-] \quad (6.3.4.3.4)$$

- poměru průtoků

$$\frac{Q_2}{Q_1} [-] \quad (6.3.4.3.5)$$

- účinnosti

$$\eta = \frac{Q_2 \left[\left(\frac{p_3}{\rho} + \frac{v_3^2}{2} \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} \right) \right]}{Q_1 \left[\left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} \right) - \left(\frac{p_3}{\rho} + \frac{v_3^2}{2} \right) \right]} [-] \quad (6.3.4.3.6)$$

6.4.4.3. Sestrojení charakteristik ejektoru

Výsledky se zobrazily v grafech (Graf. 2, Graf. 3). Grafy obsahují porovnání matematické (teoretické) charakteristiky, vůči charakteristice vytvořené z experimentálně naměřených hodnot a charakteristice vytvořené z hodnot ve Fluentu.

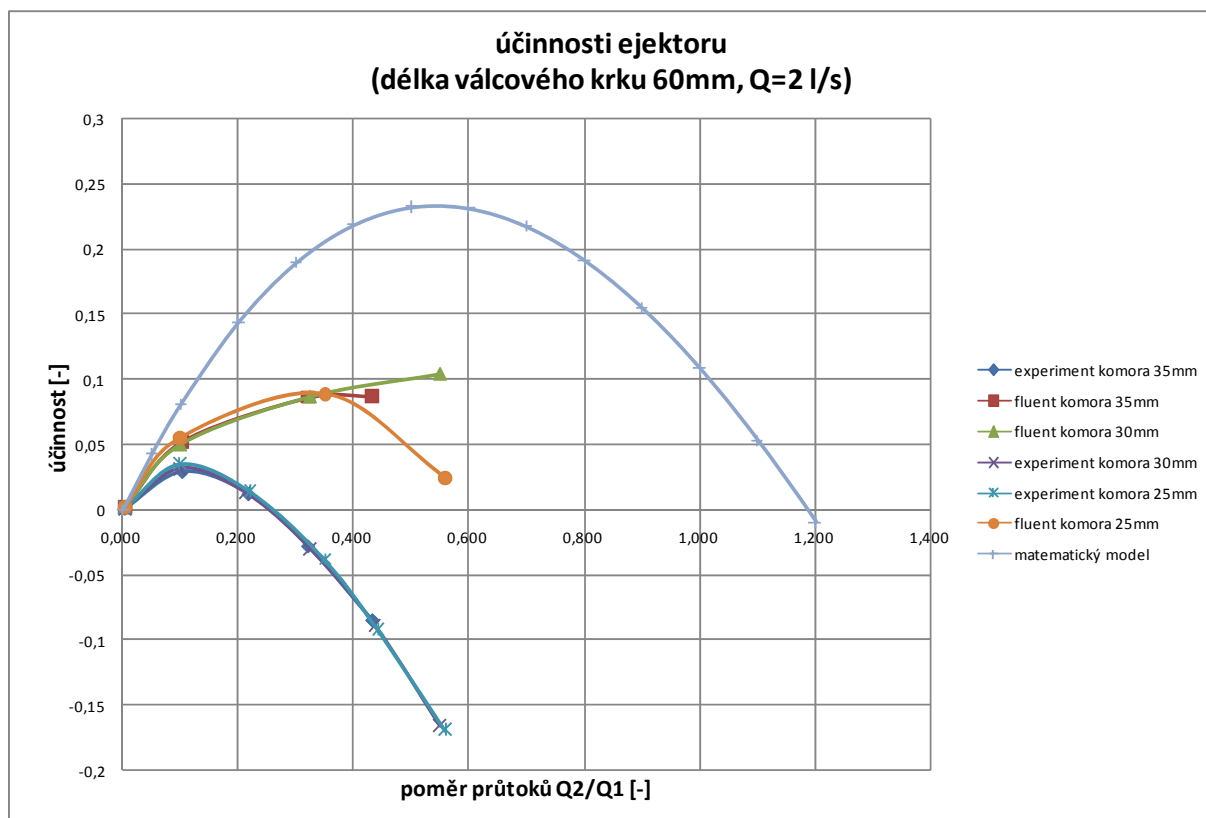
Na grafech lze vidět, že nejlepších hodnot dosahovala charakteristika teoretická. Kde maximální účinnost matematického modelu ejektoru byla skoro 25%. Nejhorší charakteristiky dosáhl ejektor, jehož charakteristika byla sestavena na základě výpočtů z experimentálně naměřených hodnot, kde maximální účinnosti pro všechny délky směřovacích komor nepřesáhly hodnotu 5%.

Poslední vyhodnocovanou charakteristikou byla charakteristika ejektoru sestavená na základě CFD modelování ve Fluentu, která měla být stejná, nebo podobná charakteristice experimentální. Ovšem z Graf. 2 a Graf. 3 lze vidět, že tomu tak nebylo, protože maximální účinnosti dosahovali hodnot až 10% a u směšovací komory s délkou 30mm byla maximální účinnost dokonce ještě vyšší. S vyšší účinností se samozřejmě zvýšily i tlakové zisky ejektoru, jak je vidět z Graf. 3, kde tlakové zisky získané z experimentálních hodnot ejektoru byly výrazně nižší, než tlakové zisky získané na základě CFD modelování.

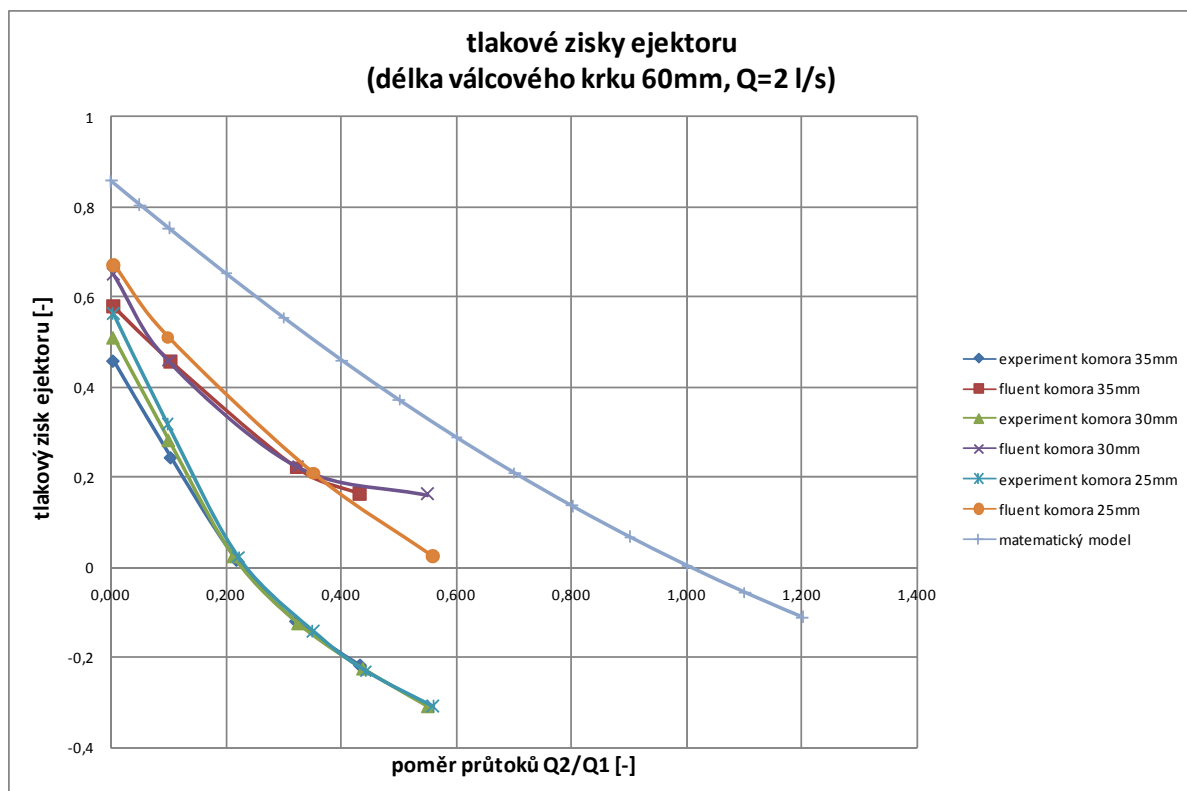
Při pohledu na vztah, jímž byla v kapitole (6.3.4.2) definována účinnost a tlakový zisk ejektoru zjistíme, že důležitým parametrem ovlivňující výsledky těchto dvou veličin jsou tlakové rozdíly ve jmenovatelných a číselných, které vystupují u obou vztahů. V Tab. 4, která představuje výsledky tlakových rozdílů pro experiment a CFD modelování a jejich vzájemné odchylky, lze vidět, že rozdíl mezi tlakem na vstupu a výstupu z ejektoru si udržoval skoro konstantní odchylku 7kPa, zatímco u rozdílu mezi tlakem na výstupu a tlakem na sání se odchylka s rostoucí rychlostí na sání rapidně zvyšovala až na hodnotu 37kPa. Lze se tedy domnívat, že hodnoty tlaků získané z Fluentu jsou chybné, přičemž tlak, který způsobyl největší odchylku byl nejspíš, jak ukazuje Tab. 4, tlak na sání (p_2).

Tab. 4 Výsledky tlakových rozdílů pro experiment a CFD modelování a jejich vzájemné odchylky (délka komory 35mm).

Pořadí	Experiment	CFD	odchylka	Experiment	CFD	odchylka
	p3-p2 [kPa]	p3-p2 [kPa]		p1-p3 [kPa]	p1-p3 [kPa]	
1	42,34265076	49,1268274	6,8	92,20603279	84,65499	7,6
2	23,90691976	39,3996648	15,5	97,94787766	86,08769	11,9
3						
4	-12,1578147	20,8224577	33,0	101,2462004	93,68071	7,6
5						
6	-22,1276705	15,307253	37,4	101,4741682	93,80421	7,7



Graf. 2 Účinnosti ejektoru (teoretická, experimentální, CFD)



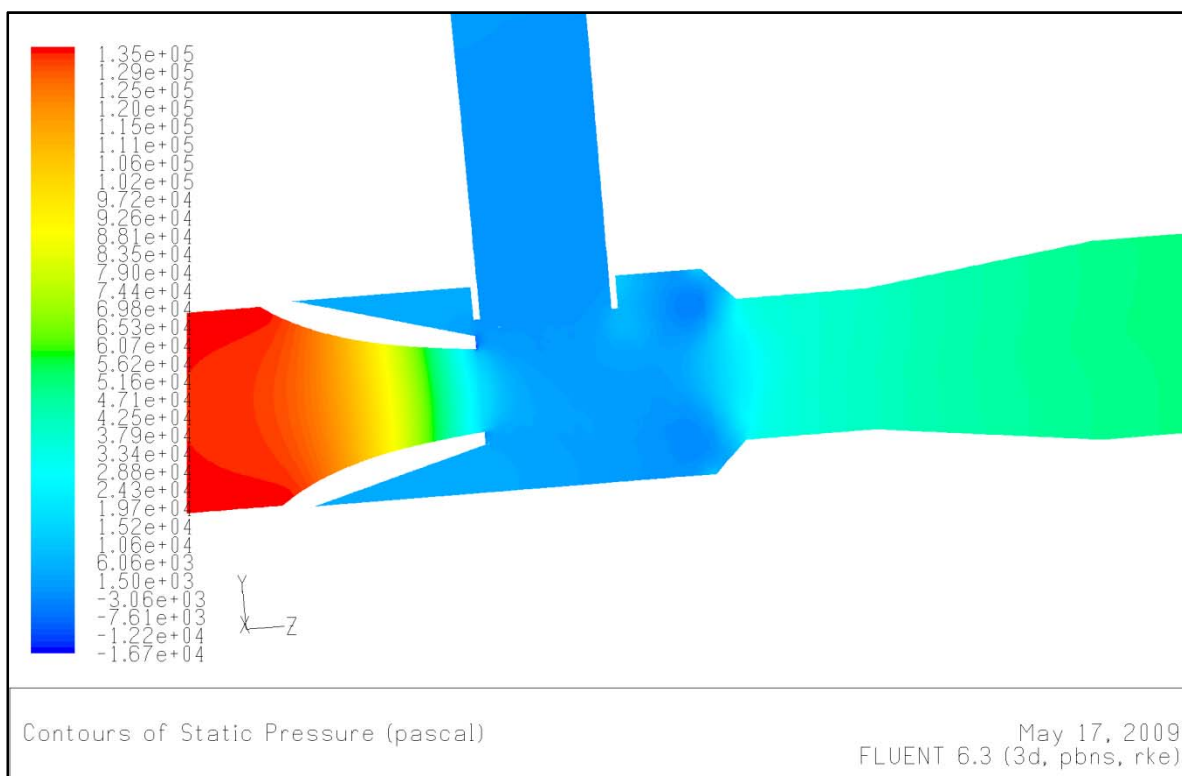
Graf. 3 Tlakové zisky ejektoru (teoretický, experimentální, CFD)

6.4.4.4. Grafické vyhodnocení numerické simulace

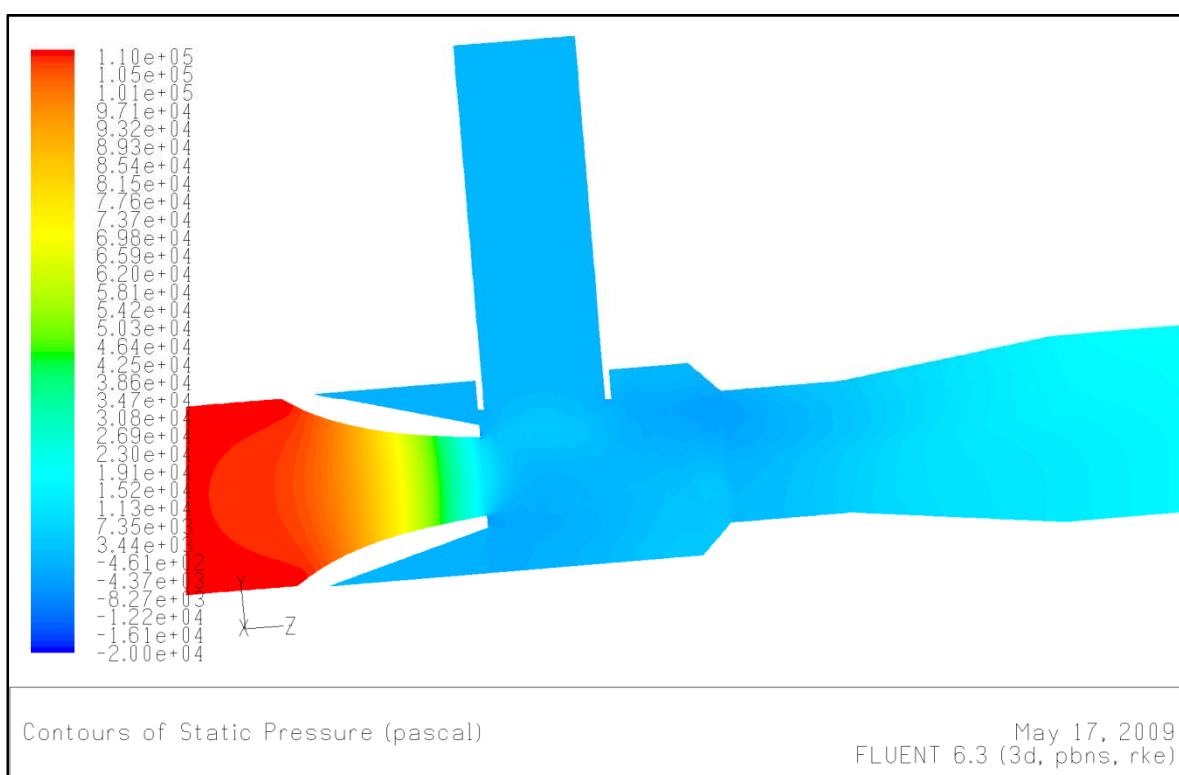
V této kapitole se zkoumaly grafické výsledky proudění v ejektoru, při různých vstupních rychlostech a různých geometrických parametrech ejektoru (délka směšovací komory).

Grafické vyhodnocení hodnot statických tlaků

Na Obr. 28 a Obr. 29 lze vidět rozložení tlaků v ejektoru pro nevyšší a nejnižší (v rámci CFD výpočtu) vstupní rychlost v sací trubce. Podle výsledků z Graf. 3 vyplývá, že se zvyšujícím se poměrem průtoků Q_2/Q_1 , klesal tlakový zisk ejektoru, při pohledu na vztah jakým byl definován tlakový zisk v ejektoru (viz kap. 6.3.4.2) zjistíme, že parametr který ovlivňuje hodnotu tlakového zisku, je tlak na výstupu ejektoru p_3 , který je při nejmenším poměru průtoků nejvyšší a naopak při nejvyšším poměru průtoků nejnižší. To dokazuje Obr. 28, kde poměr průtoků je nejmenší a tlak na výstupu z ejektoru se pohybuje v rozmezí hodnot 50÷60kPa, zatímco na Obr. 29 je poměr průtoků nejvyšší a tlak na výstupu ejektoru dosahuje hodnot 15÷19kPa. Důvodem je postupně klesající rychlost na vstupu ejektoru (následně i v trysce) a tím i menší přeměna dynamické energie proudící kapaliny na tlakovou, v difuzoru ejektoru.



Obr. 28 Hodnoty tlaků, délka směšovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,714 \text{ m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 0,018 \text{ m/s}$, poměr průtoků $Q_2/Q_1 = 0,003$)



Obr. 29 Hodnoty tlaků, délka směšovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,485 \text{ m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 2,578 \text{ m/s}$, poměr průtoků $Q_2/Q_1 = 0,432$)

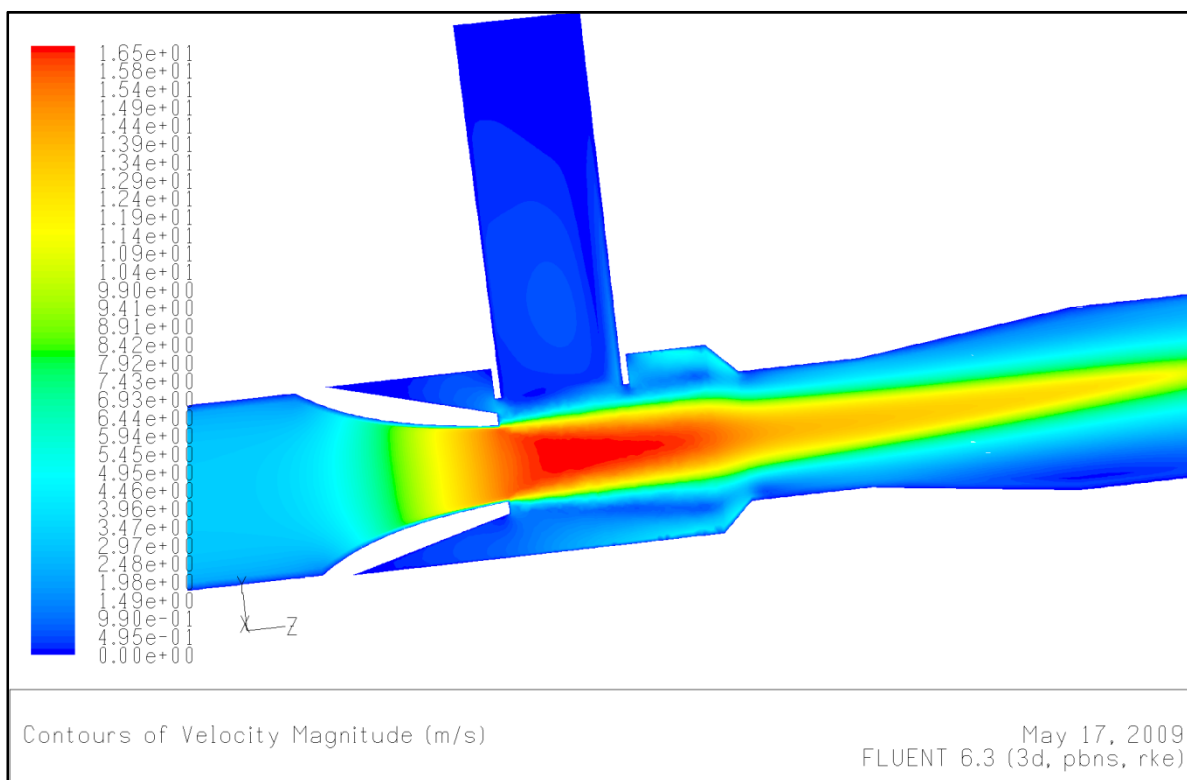
Grafické vyhodnocení velikostí rychlosti

Porovná-li se Obr. 30, který zobrazuje proudění v ejektoru s nejnižší rychlostí (v rámci CFD výpočtu) na vstupu sací trubky s Obr. 31, který naopak zobrazuje rychlost v sací trubce nejvyšší (v rámci CFD výpočtu), lze vidět, že při vyšší rychlosti přisávaná kapalina, dochází k ohnutí proudu kapaliny do horní části difuzoru. Při pohledu na jejich proudnice zobrazené na Obr. 32 a Obr. 33 lze vidět, že ohnutí proudu kapaliny má za následek velké zavíření v difuzoru ejektoru. Lze se tedy domnívat, že na ohýbání proudu kapaliny ve směšovací komoře a následné zavíření v difuzoru, má vliv zvyšující se rychlost přisávané kapaliny.

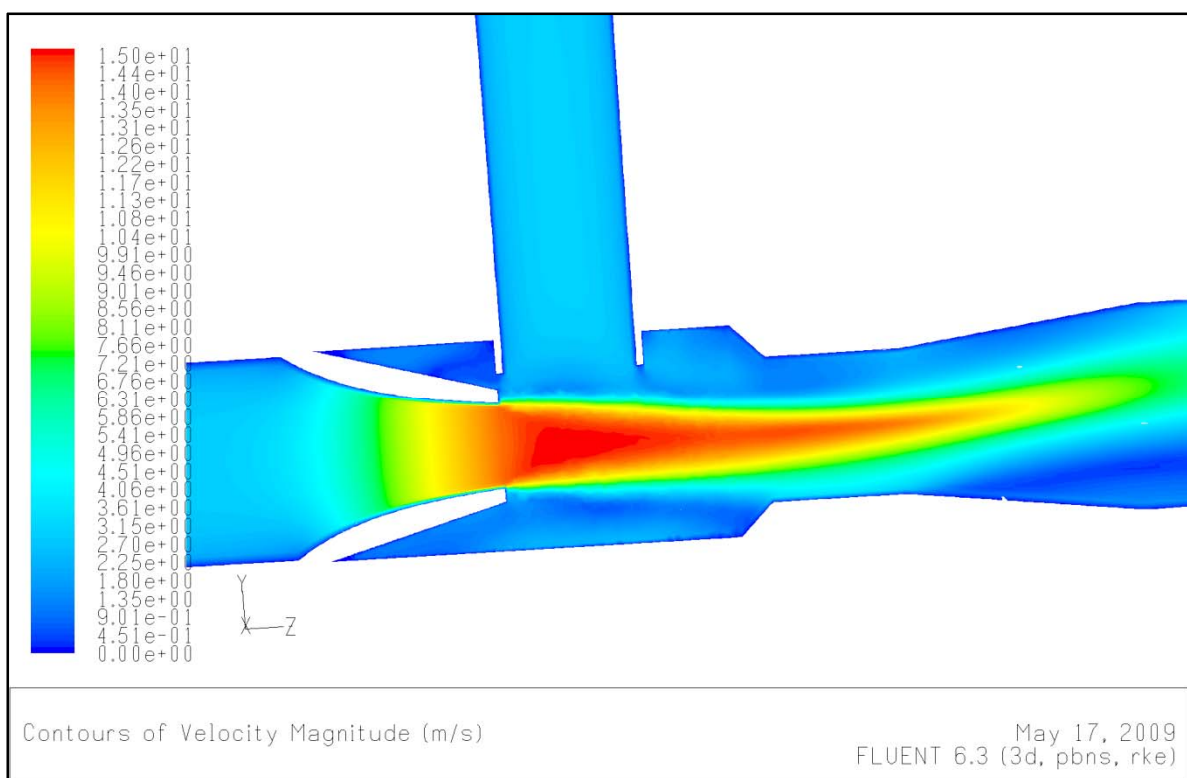
To že nízká rychlost přisávané kapaliny neohýbá proud kapaliny vycházející z trysky lze vidět na Obr. 32, kde v ústí sacího potrubí do směšovací komory je přisávaná kapalina vlivem silného proudu vycházejícího z trysky, vrácena nazpět do sacího potrubí, kde dojde k velkému zavíření.

Nyní se podívejme, jaký vliv na proudění uvnitř ejektoru má délka směšovací komory. Porovná-li se mezi sebou komora nejdelší (Obr. 31 a Obr. 33) s komorou nejkratší (Obr. 34 a Obr. 35), obě dvě pro nejvyšší rychlosti (v rámci CFD výpočtu) v sací trubce, dojde se k závěru, že u kratší komory dochází k ohýbání proudu kapaliny na opačnou stranu než u komory delší (tedy i místa zavíření v difuzoru budou opačná). Jedna z možností jak vysvětlit vliv délky směšovací komory na rozdílný ohyb proudu kapaliny pro takřka stejné rychlosti na vstupních potrubích je vliv lokálních vírů na konci směšovací komory. Porovná-li se Obr. 33 s Obr. 35, konkrétně místa mezi koncem sacího potrubí a krčkem ejektoru, kde u kratší komory je toto místo menší, tak tvary proudnic ukazují, že kapalina v tomto místě, je stržena společně s hlavním proudem kapaliny z trysky do krčku ejektoru, kde nejspíš napomáhá ohýbání proudu kapaliny. U delší směšovací komory má kapalina v tomto místě snahu se spíše zavířit.

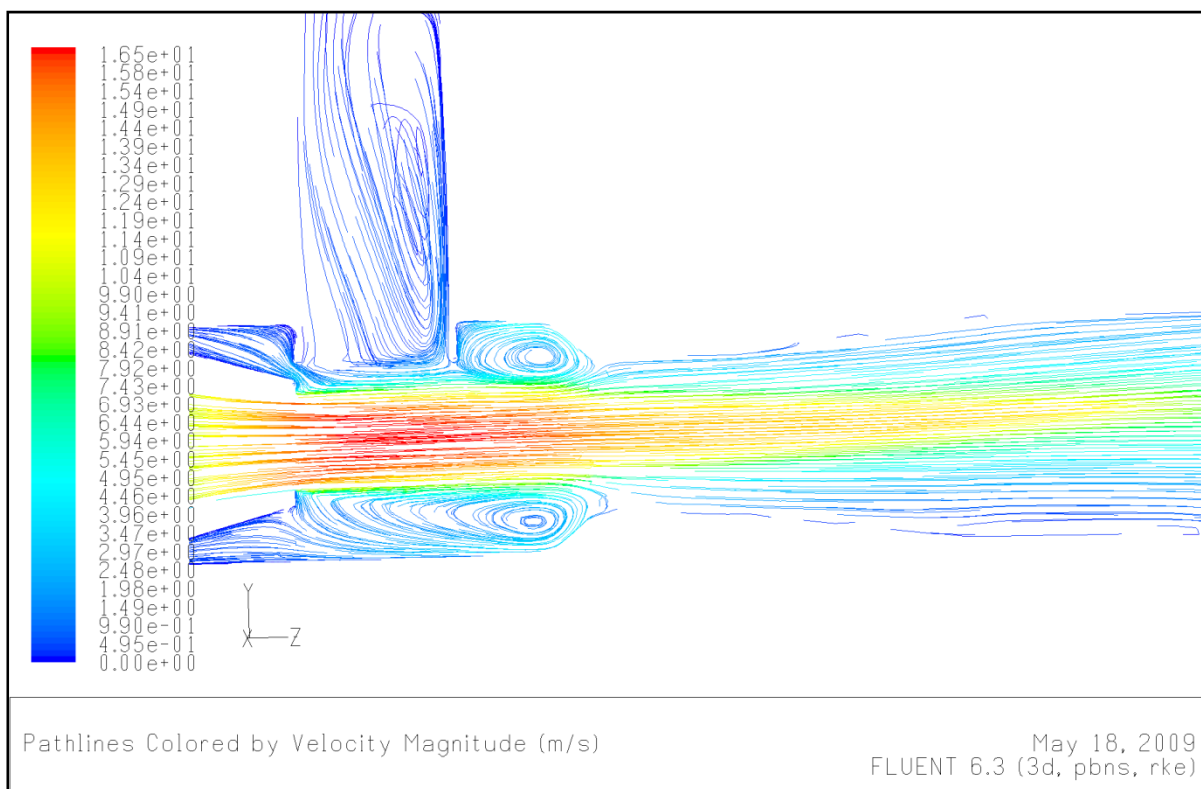
Co se týče porovnání výsledků grafických a znázorněných v grafech, tak lze konstatovat, že se zvyšujícím se poměrem průtoků Q_2/Q_1 , kdy dochází k ohýbání proudu kapaliny ve směšovací komoře a následně se zvyšuje zavíření v difuzoru, ovlivňuje pokles účinnosti a tlakového zisku ejektoru, vůči charakteristice teoretické (matematické), což dokazuje Graf. 2 a Graf. 3 (kde jak CFD charakteristiky, tak i experimentální charakteristiky se vůči té matematické s rostoucím poměrem průtoků liší, byť s rozdílnými odchylkami).



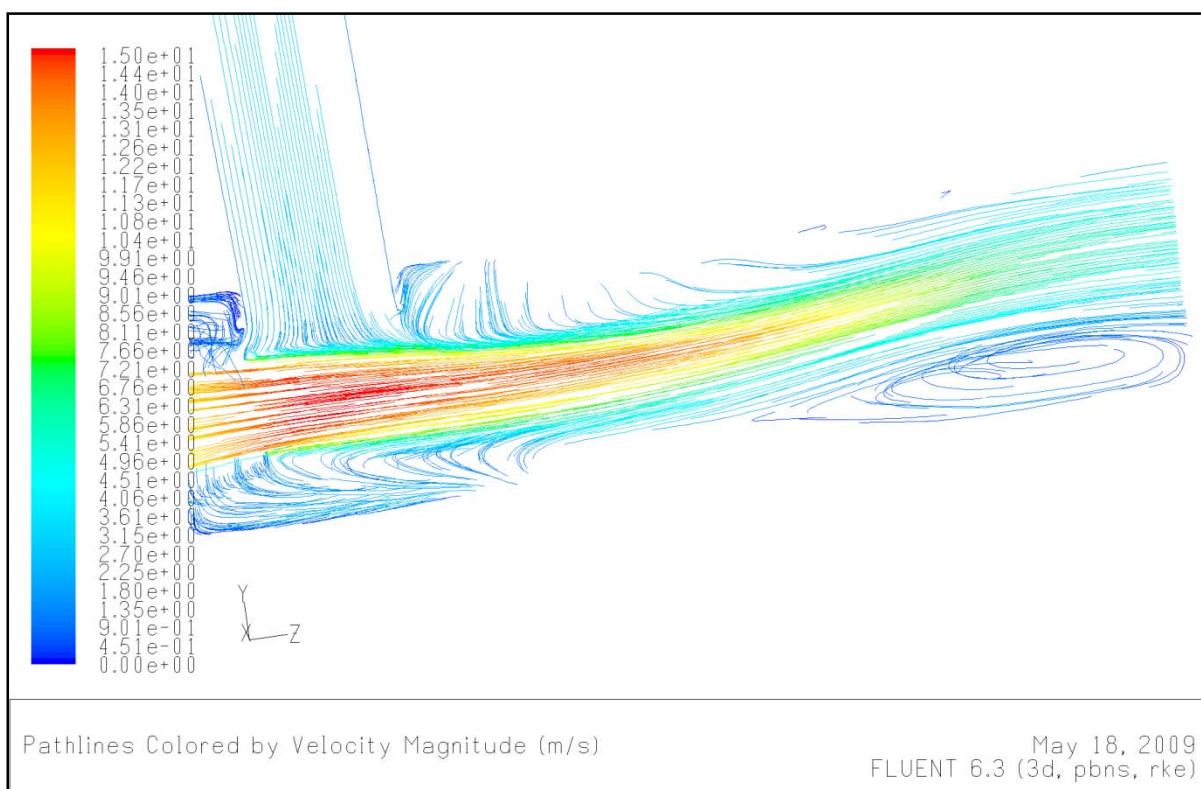
Obr. 30 Hodnoty rychlostí, délka směřovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,714 \text{ m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 0,018 \text{ m/s}$)



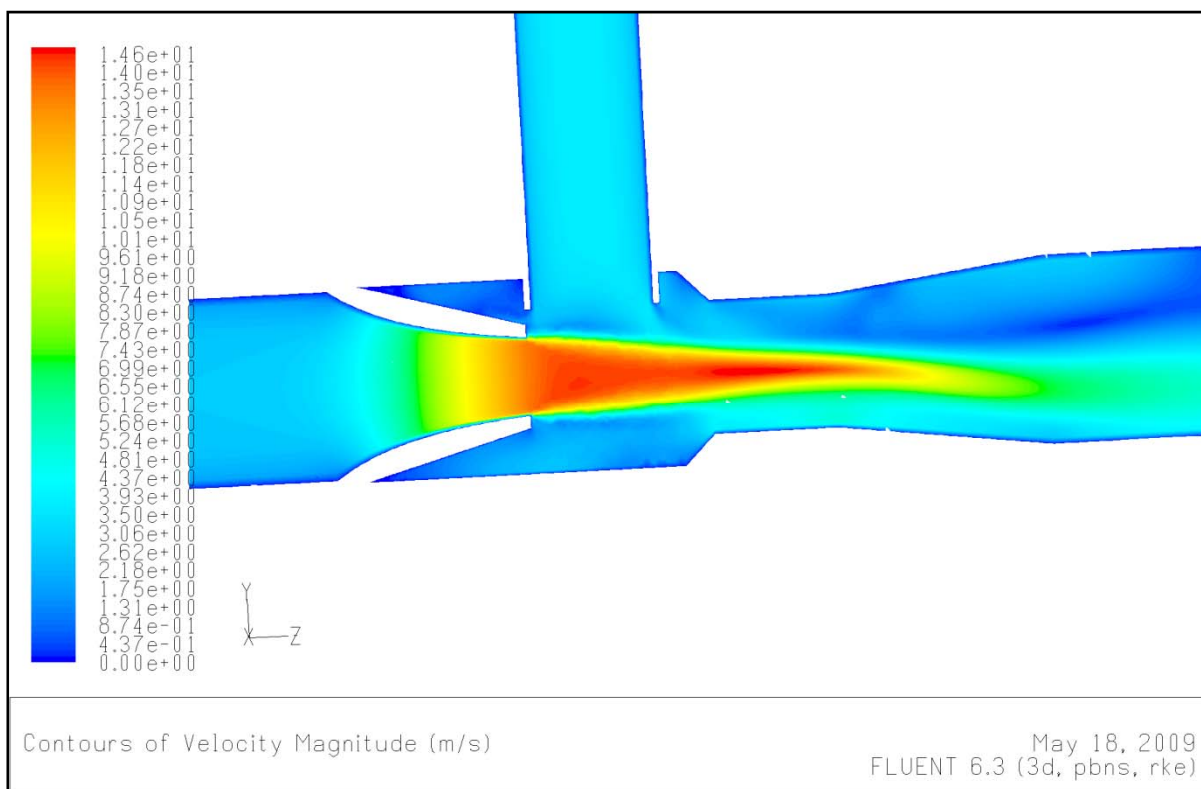
Obr. 31 Hodnoty rychlostí, délka směřovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,485 \text{ m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 2,578 \text{ m/s}$)



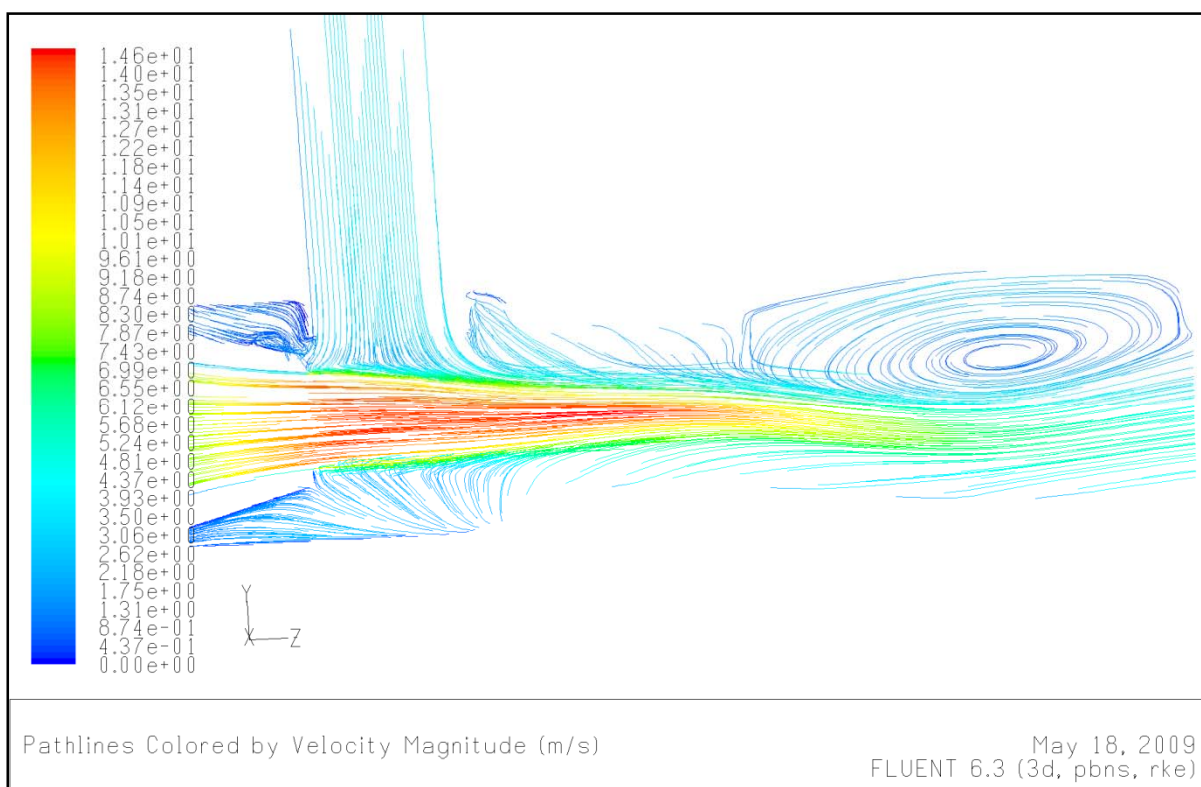
Obr. 32 Proudnice, délka směřovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,714 \text{ m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 0,018 \text{ m/s}$)



Obr. 33 Proudnice, délka směřovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,485 \text{ m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 2,578 \text{ m/s}$)



Obr. 34 Hodnoty rychlostí, délka směšovací komory 25 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,372\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 3,179\text{m/s}$)



Obr. 35 Proudnice, délka směšovací komory 25 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,372\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 3,179\text{m/s}$)

6.5 Zjištění plně vyvinutých, turbulentních, rychlostních profilů v přívodních potrubích ejektoru

Při experimentu vstupovala kapalina do ejektoru přívodním potrubím již s plně vyvinutým turbulentním rychlostním profilem. Na to, aby se turbulentní rychlostní profil plně vyvinul, potřebuje dostatečně dlouhé potrubí. Ovšem příliš dlouhá přívodní potrubí ejektoru by při vytváření matematické sítě způsobila veliký nárůst buněk, tedy i složitější a delší výpočet. Navíc s nejistým výsledkem, zdali se rychlostní profil skutečně vyvine.

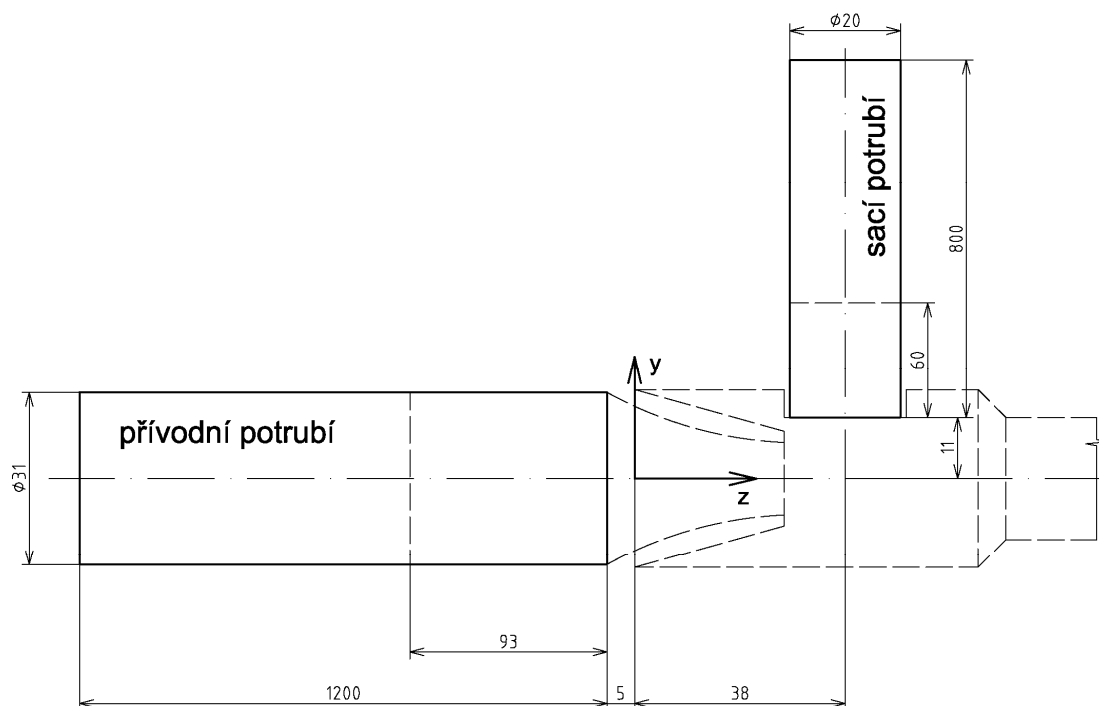
Z tohoto důvodu se proudění v přívodních potrubích řešilo samostatně a pomocí vykreslení grafu závislosti Coriolisova čísla na vzdálenosti od vstupu přívodního potrubí se určilo ve kterém místě potrubí, je již plně vyvinutý turbulentní rychlostní profil. V tomto místě se poté provedl řez s hodnotami pro vstupní okrajové podmínky u řešení proudění v ejektoru (viz kap. 6.4.3).

6.5.1 Tvorba matematického modelu přírodních potrubí (Preprocessing)

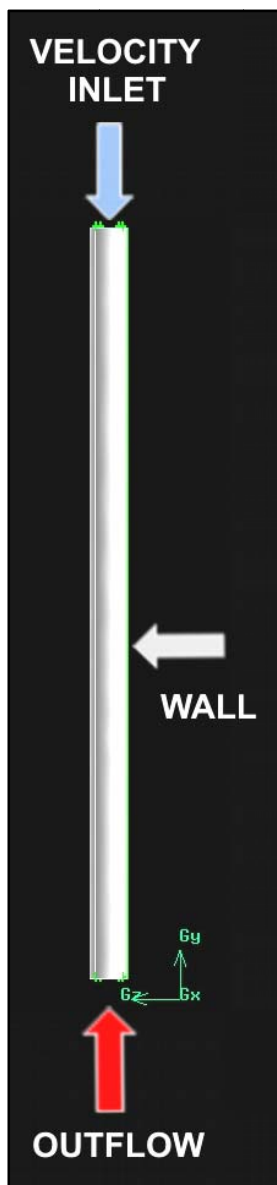
Jelikož přívodní potrubí představuje jednoduché geometrické útvary, podkladová geometrie byla vytvořena přímo v preprocessorovém programu Gambit. Každé přívodní potrubí se řešilo zvlášť, a to podle rozměrů na Obr. 36, kde jednotlivá potrubí musela být ve stejné vzdálenosti od počátku souřadného systému, který byl definován již v technické dokumentaci ejektoru na Obr. 21.

Matematická sieť obou potrubí, bola vytvorená ako mapovaná (tvorená tetra prvky viz Obr. 38).

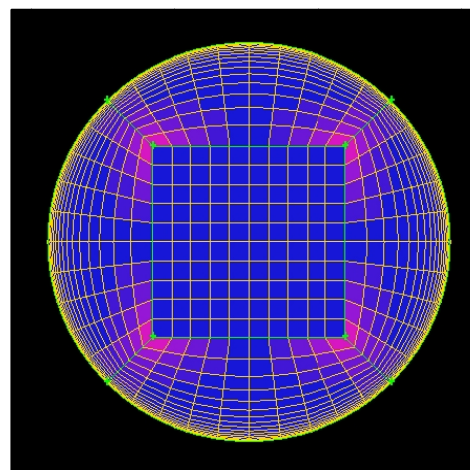
U obou potrubí byly na vstupu zadány okrajové podmínky typu VELOCITY INLET, na výstupu OUTFLOW a na obtékané stěně podmínka WALL (viz Obr. 37).



Obr. 36 Rozměry přívodního a sacího potrubí (vyznačeno tučně) vzhledem k počátku souřadného systému



Obr. 37 Nadefinované okrajové podmínky na sací trubce ejektoru



Obr. 38 Řez mapovanou sítí sací trubky ejektoru

6.5.2 Vlastní výpočet CFD

Před samotným výpočtem bylo nutné provést nastavení FLUENTu. Nejdůležitější nastavované parametry jsou uvedeny v následujících podkapitolách.

6.5.2.1 Nastavení Fluentu

6.5.2.1.1 Definice základních parametrů řešiče a proudící kapaliny

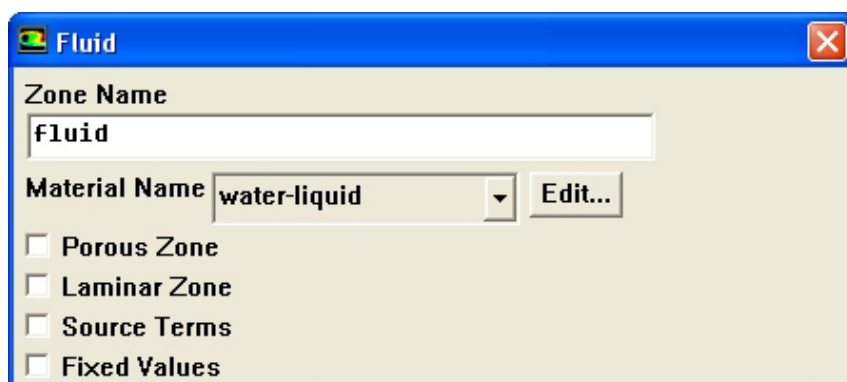
Co se týče nastavení parametru řešiče bylo nastaveno proudění časově nezávislé - (Time Steady). Jako proudící kapalina, byla nastavena voda (water-liquid).

6.5.2.1.2 Definice typu matematického modelu proudění

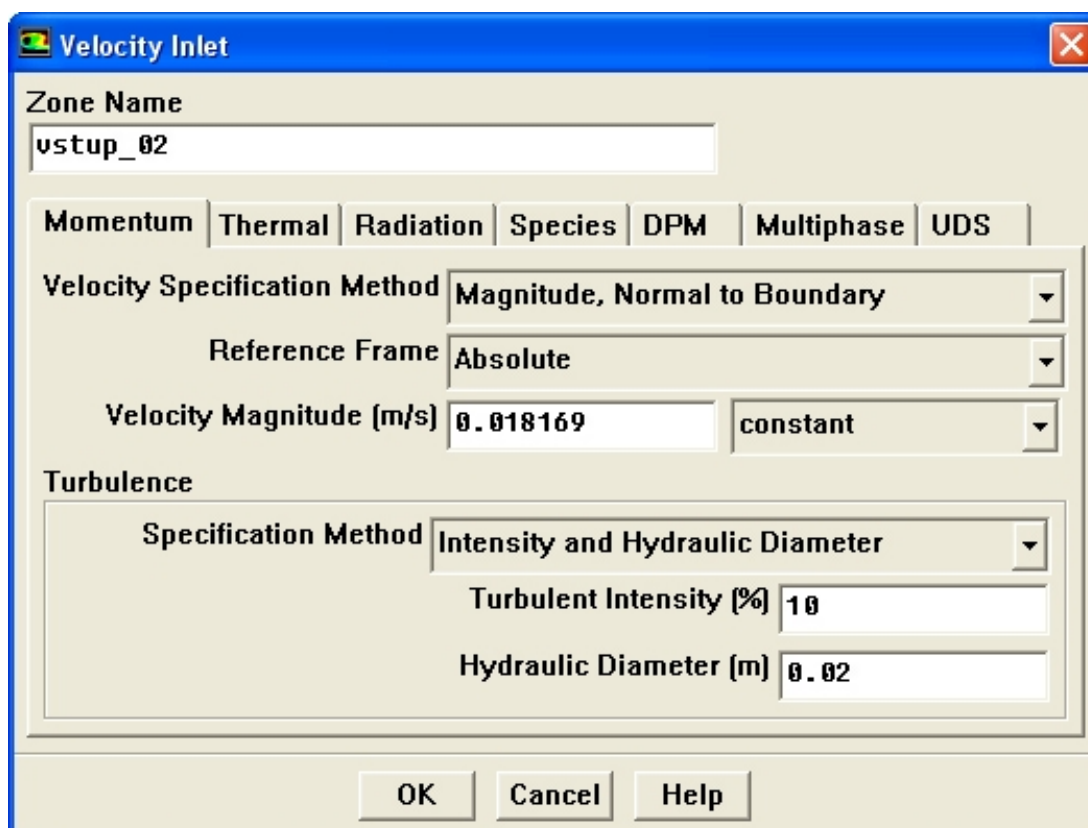
Jako model proudění se nastavil model turbulentní, kde se za model turbulence vybral dvourovňový model *k-epsilon* (k-turbulentní kinetická energie, ε - disipace turbulentní kinetické energie) se specifikací *Realizable*. K vyšetření mezní vrstvy se použil model – nerovnovážné stěnové funkce (*Non-Equilibrium Wall Functions*).

6.5.2.1.3 Definice okrajových podmínek pro přívodní potrubí ejektoru

V panelu FLUID, nadefinovalo proudící médium – voda (water-liquid Obr. 39). V panelu VELOCITY INLET, se nastavil vektor rychlosti, který je kolmý na vstupní plochu (velocity magnitude) a hydraulický průměr (Hydraulic Diameter), viz Obr. 40 (kde velikost vstupní rychlosti sacího potrubí $v_2=0,018169$ m/s, hydraulický průměr=průměr sacího potrubí=0,02m).



Obr. 39 Definice proudícího média

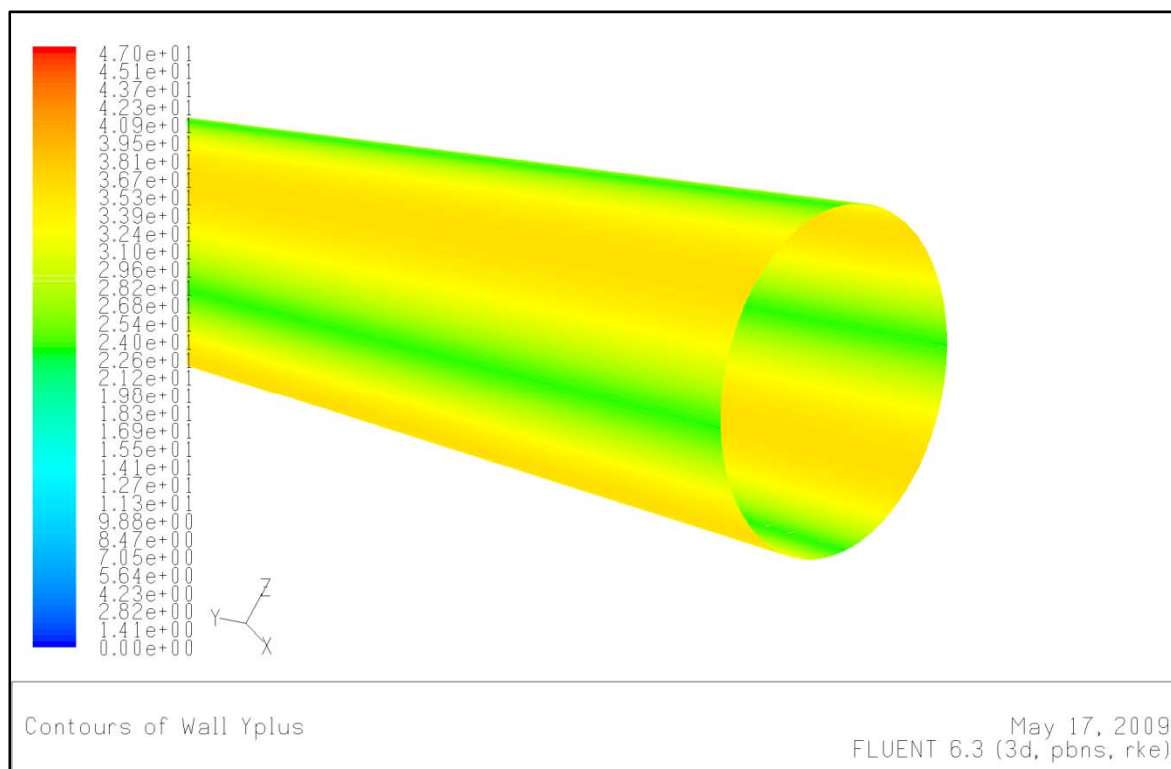


Obr. 40 Definice vektoru rychlosti kolmého na vstupní plochu (velocity magnitude) a velikosti hydraulického průměru (Hydraulic Diameter).

6.5.3 Postprocessing (vyhodnocení) numerické simulace

6.5.3.1. Kontrola mezní vrstvy na přívodním potrubí ejektoru

V kapitole 6.5.2.1.2 se nastavila pro řešení mezní vrstvy funkce *Non-Equilibrium wall functions* (nerovnovážná stěnová funkce). Kde bezrozměrná tloušťka mezní vrstvy (y^+), by se měla pohybovat v hodnotách $20 < y^+ < 100 \div 150$. Grafické vyobrazení je na Obr. 41 kde se hodnota *Wall Yplus* pohybovala v doporučených mezích.



Obr. 41 Mezní vrstva na konci sací trubky ejektoru

6.5.3.3 Zjištění plně vyvinutého rychlostního turbulentního profilu

Jestliže mezní vrstva byla v pořádku, bylo snahou zjistit v jakých místech na sacím a přívodním potrubí, bude již plně vyvinutý turbulentní rychlostní profil.

Jeden ze způsobů jak to zjistit bylo přes výpočet Coriolisova čísla α , které vyjadřuje poměr kinetických energií skutečného rychlostního profilu a pístového profilu – viz vztah (6.4.3.3.1).

$$\alpha = \frac{\iint v_{ax} \cdot v^2 dS}{\bar{v}^3 \cdot S} \quad (6.4.3.3.1)$$

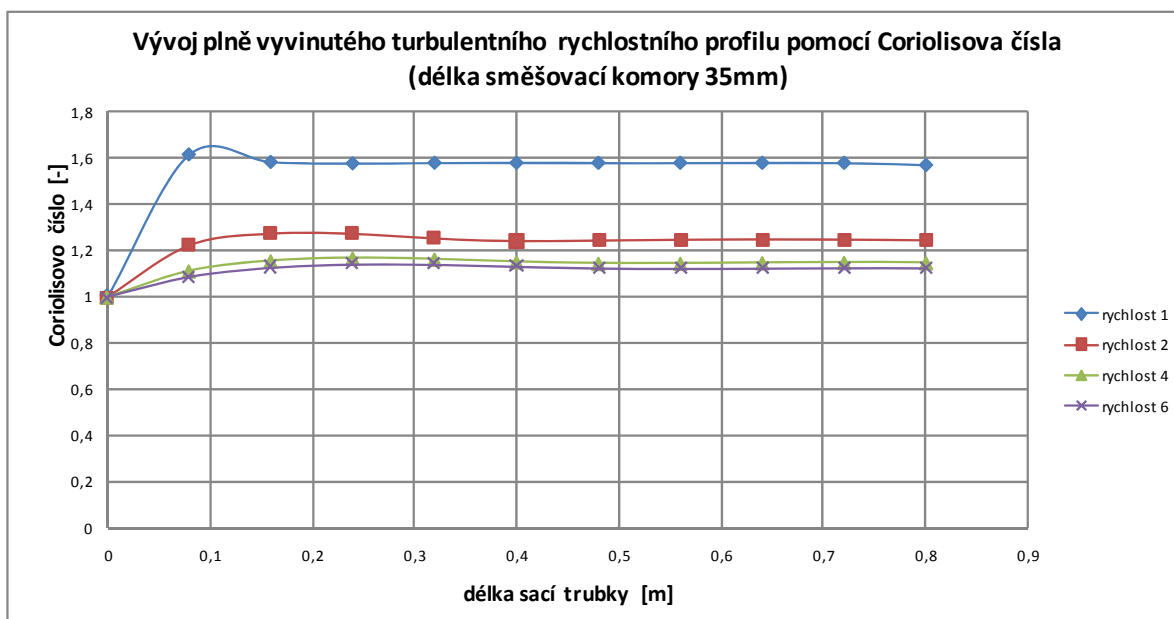
- kde: \bar{v} - střední rychlosti proudu tekutiny v profilu
- v - velikost rychlosti proudu tekutiny
- v_{ax} - velikost rychlosti proudu tekutiny v ose proudění

Ustálená hodnota Coriolisova čísla představovala místo, kde je již turbulentní rychlostní profil plně vyvinutý.

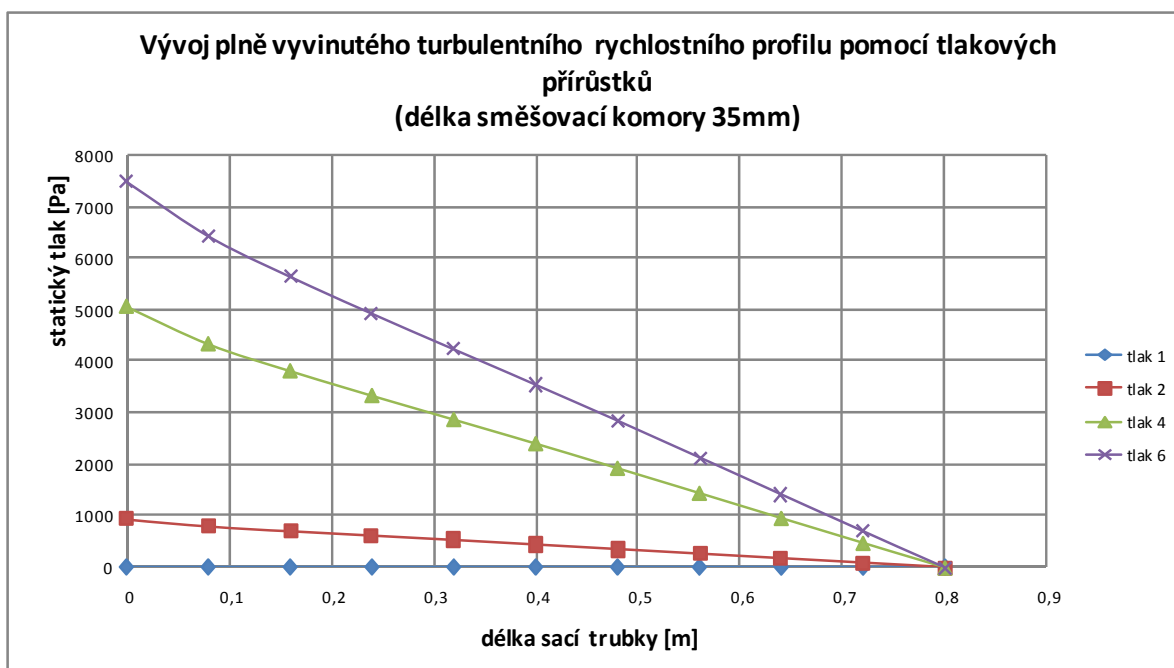
Dalším způsobem jak zjistit místo plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu bylo pomocí tlakových přírůstků. Kde od místa, již plně vyvinutého rychlostního turbulentního profilu, se tlak měnil konstantní hodnotou.

Na Graf. 4 a

Graf. 5 lze vidět, že na sacím potrubí byl již ve vzdálenosti 0,3m od vstupu sací trubky plně vyvinutý turbulentní rychlostní profil, protože Coriolisovo číslo se ustálilo na konstantní hodnotě a přírůstky tlaků se od této vzdálenosti již měnily s konstantní hodnotou. Z Graf. 4 také vyplývá, že turbulentní rychlostní profil se vyvíjel z hodnoty Coriolisova čísla 1, což je hodnota pro ideální (pístový) profil.



Graf. 4 Vývoj plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu v sací trubce ejektoru, pomocí Coriolisova čísla, délka směšovací komory 35mm.



Graf. 5 Vývoj plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu v sací trubce ejektoru, pomocí tlakových přírůstků, délka směšovací komory 35mm.

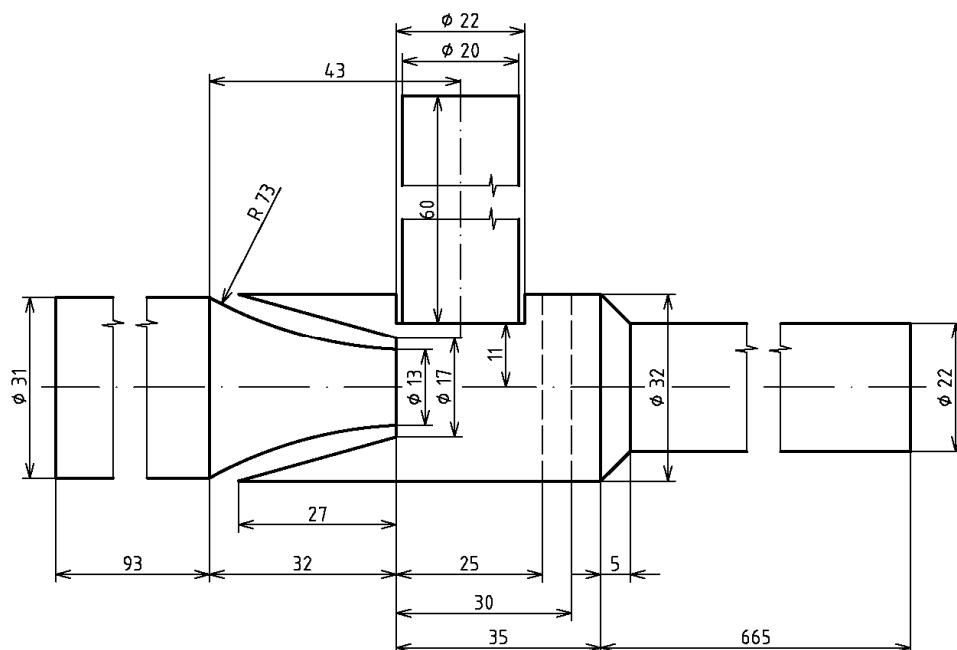
6.5.3.4. Vytvoření profilů

Profily se vytvořily za účelem načtení do okrajových podmínek VELOCITY INLET, jako vstupní hodnoty (viz kap. 6.4.3). Hodnoty potřebné pro definování okrajových podmínek, byly hodnoty turbulentní kinetické energie (TURBULENT KINETIC ENERGY), měřítka turbulentní disipace (TURBULENT DISSIPATION RATE) a velikosti rychlosti (VELOCITY MAGNITUDE).

Řezy se provedly, ve vzdálenostech dle Obr. 36 – u sací trubky to byl řez v ose y vzhledem k počátku souřadného systému s hodnotou $y=0,071$ [m] a u vstupního potrubí to byla hodnota $z=-0,098$ [m].

6.6 Vliv délky krčku na proudění v ejektoru

Cílem této CFD úlohy bylo zjistit, jak délka krčku ovlivní proudění uvnitř ejektoru. Tedy zjistit jak dlouhý by měl být krček, aby se v něm proudící kapalina stihla uklidnit a do difuzoru ejektoru vstupovala, již s plně vyvinutým turbulentním rychlostním profilem. Z tohoto důvodu se v geometrii zanedbal difuzor a délka krčku se prodloužila na délku 660mm (viz. Obr. 42). Modelování se opět provádělo pro všechny 3 délky směšovacích komor. Nastavení okrajových podmínek v Gambitu a nastavení Fluentu bylo úplně stejné jako v kapitole 6.4. Stejný byl také postup zjištění délky krčku, ve které je již plně vyvinutý turbulentní rychlostní profil (ten byl popsán v předešlé kapitole).



Obr. 42 Geometrie ejektoru s prodlouženou délkou krčku

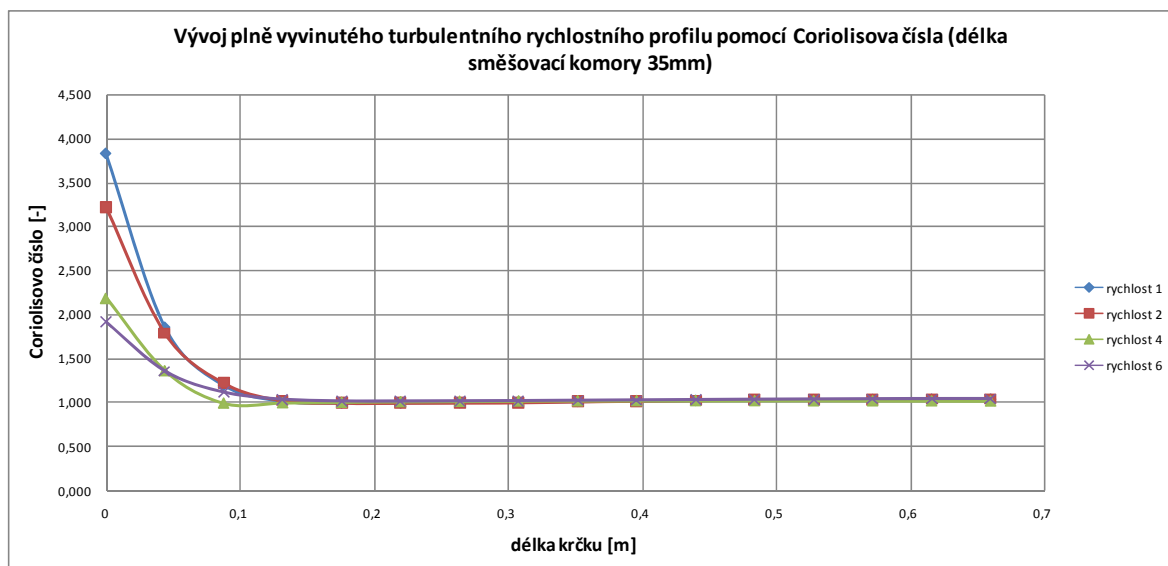
6.6.1 Zjištění plně vyvinutého rychlostního turbulentního profilu a grafické vyhodnocení numerické simulace proudění

Pro vyhodnocení místa vývoje plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu v krčku ejektoru se vybraly grafy zobrazující výsledky pro nejdelší a nejkratší délku směšovací komory. Z grafů (Graf. 6 a Graf. 7), které představují závislosti Coriolisova čísla na délce krčku vyplynulo, že ze směšovací komory vstupovala kapalina do krčku s vyšší turbulentencí, což dokazují i vyšší hodnoty Coriolisových čísel. S přibývajícím délkou krčku se kapalina postupně uklidňovala a hodnota Coriolisova čísla se snižovala, až se ustálila na hodnotě $1,02 \div 1,05$, což představovalo místo s již plně vyvinutým turbulentním rychlostním profilem.

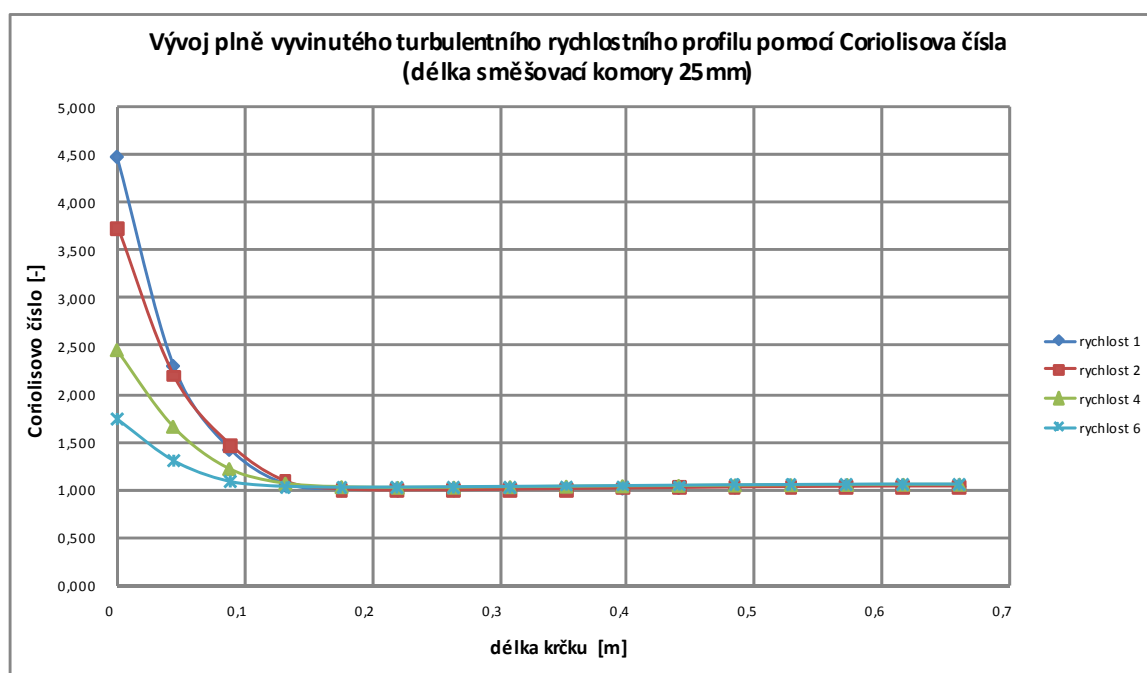
Místo s plně vyvinutým rychlostním profilem, se zjišťovalo stejně jako v předešlé kapitole také pomocí tlakových přírůstků (viz Graf. 8 a Graf. 9), kde místo s konstantním klesáním tlakových přírůstků představovalo délku krčku s již plně vyvinutým rychlostním profilem. Na Obr. 43 je zobrazena část krčku, kde tlak postupně narůstal. Tento nárůst tlaku lze vidět i na Graf. 8 a Graf. 9, kde se zvyšování tlaku zastavilo v délce 0,1m od počátku krčku.

Z grafů pro Coriolisova čísla vyplývá, že pro vyšší rychlosti na vstupu do ejektoru, byli i vyšší rychlosti v krčku, tudíž místo kde se plně vyvinul turbulentní rychlostní profil byl delší než u nižších rychlostí na vstupu, to potvrzuje i vzájemné porovnání Obr. 45 (nejnižší rychlost na vstupu-v rámci CFD výpočtu) s Obr. 46 (nejvyšší rychlost na vstupu – v rámci CFD výpočtu). Co se týče vlivu délek směšovacích komor na uklidnění proudění, z Graf. 6 a Graf. 7 lze vidět, že u směšovací komory délky 25mm a 35mm (pro různé velikosti rychlosti), se turbulentní rychlostní profily vyvinuly ve zhruba stejné vzdálenosti 0,15m od začátku krčku.

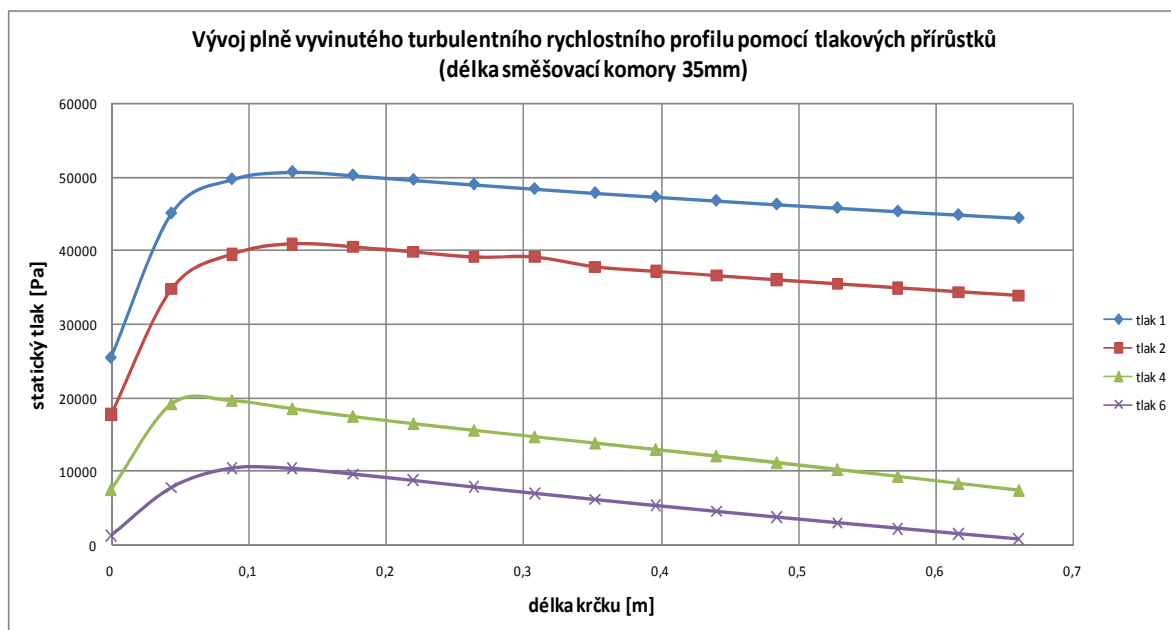
U delší směšovací komory docházelo při vyšších rychlostech přisávané kapaliny, k mírnému ohýbání proudu kapaliny ve směšovací komoře (viz Obr. 44). Následkem ohnutí proudu kapaliny byl jeho částečný náraz do spodní části směšovací komory a kapalina pak vstupovala do krčku s vyšší turbulentencí. U komory kratší, taktéž při vyšších rychlostech přisávané kapaliny (Obr. 45), k žádnému ohýbání proudu kapaliny a nárazu do stěny směšovací komory nedošlo, což se projevilo na nižší hodnotě Coriolisova čísla na začátku krčku (viz. Graf. 7 - rychlost6), v porovnání s hodnotou Coriolisova čísla u komory délky 35mm, kde došlo k ohnutí proudu kapaliny (viz. Graf. 6 - rychlost6).



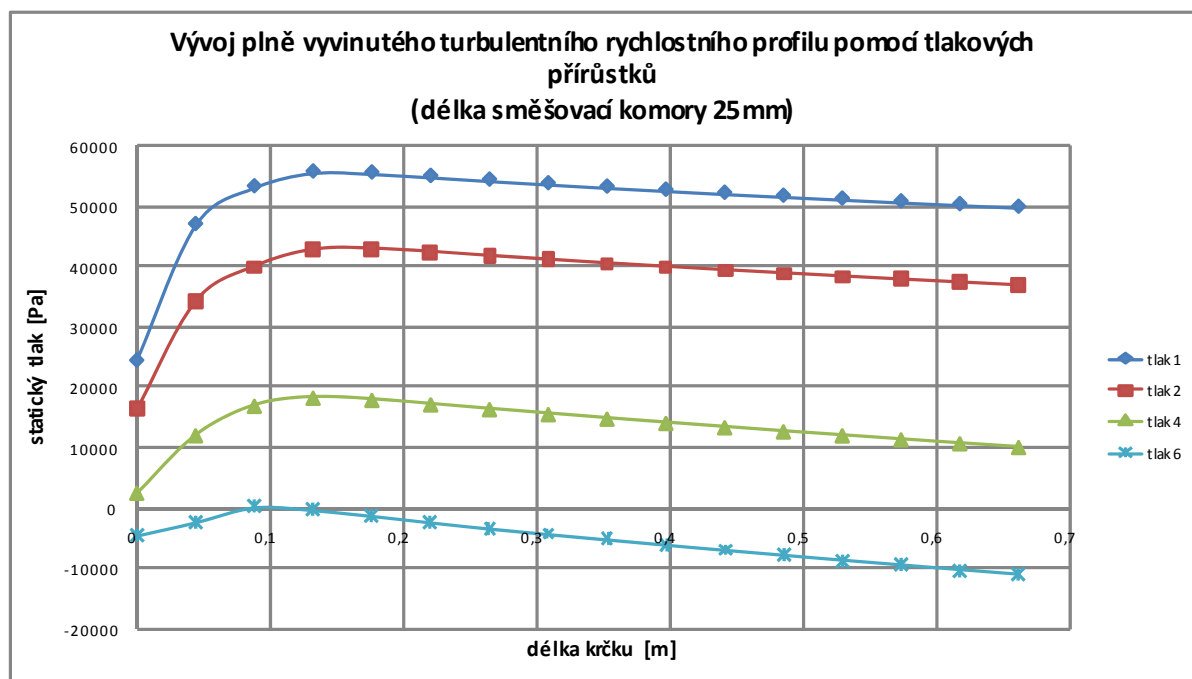
Graf. 6 Vývoj plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu v krčku ejektoru, pomocí Coriolisova čísla, délka směšovací komory 35mm.



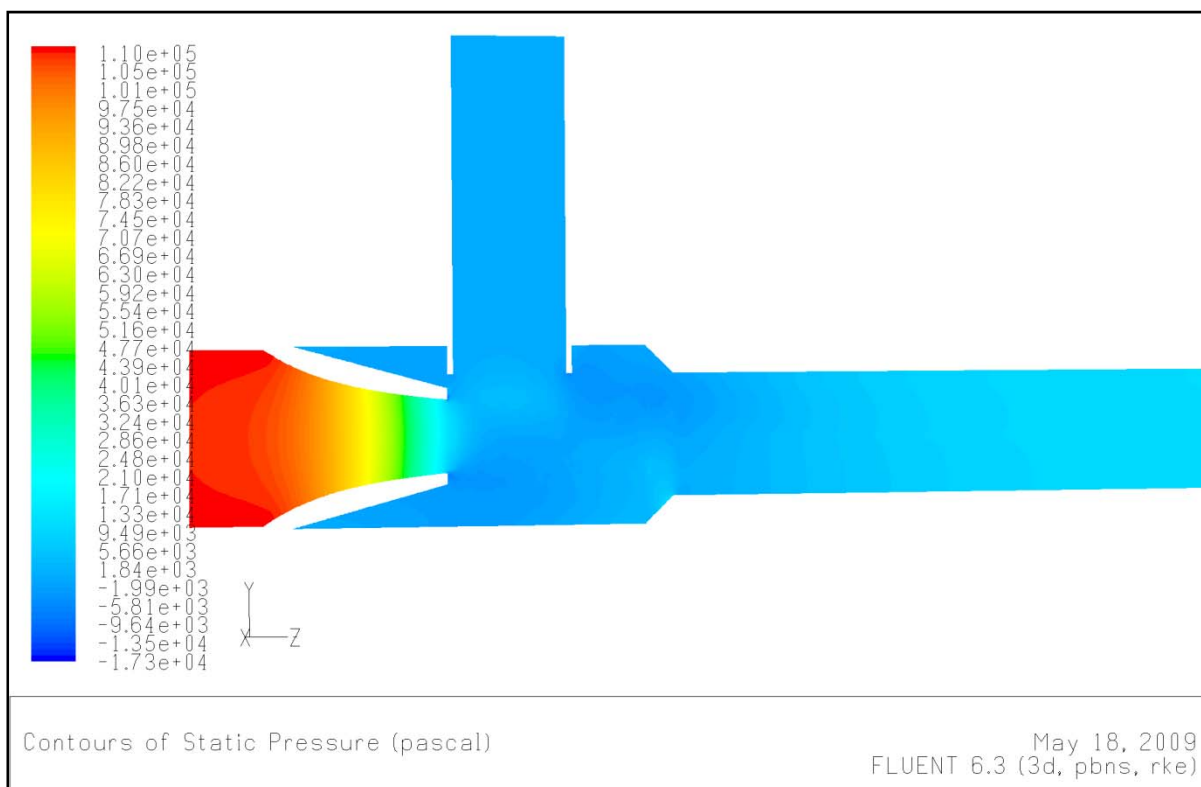
Graf. 7 Vývoj plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu v krčku ejektoru, pomocí Coriolisova čísla, délka směšovací komory 25mm.



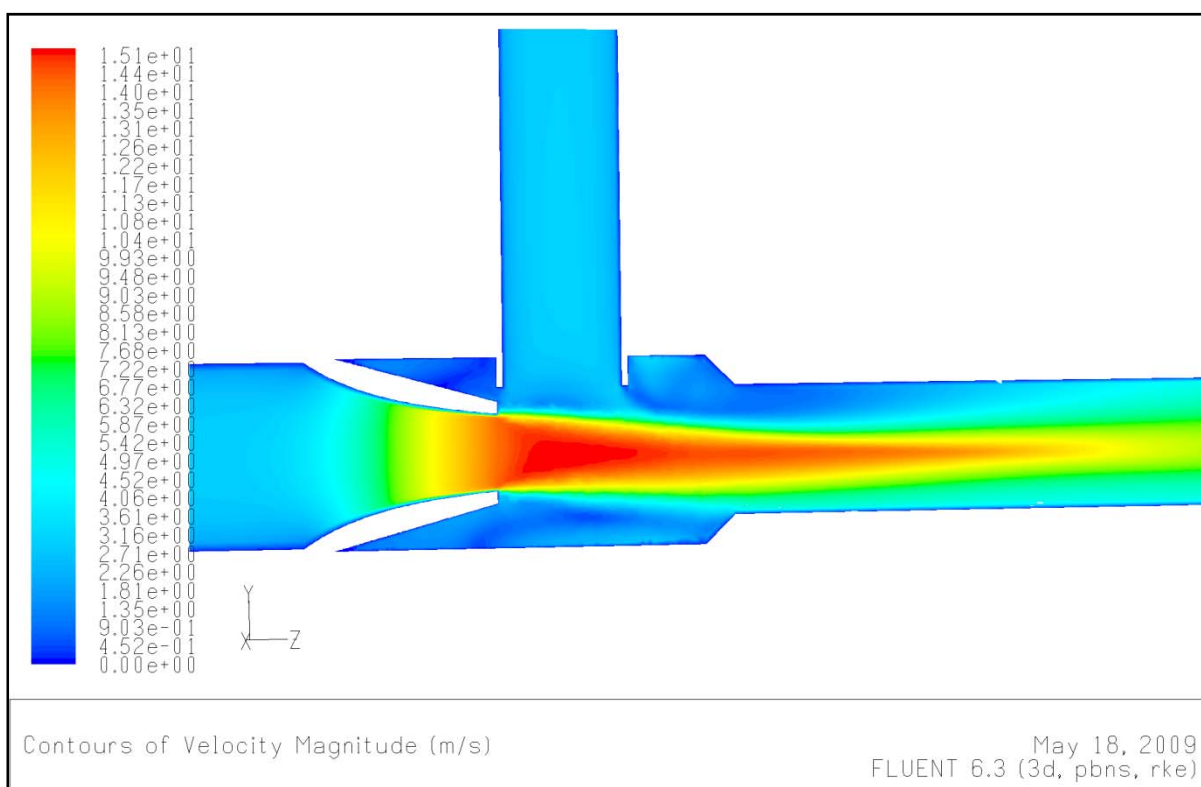
Graf. 8 Vývoj plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu v krčku ejektoru, pomocí tlakových přírůstků, délka směšovací komory 35mm.



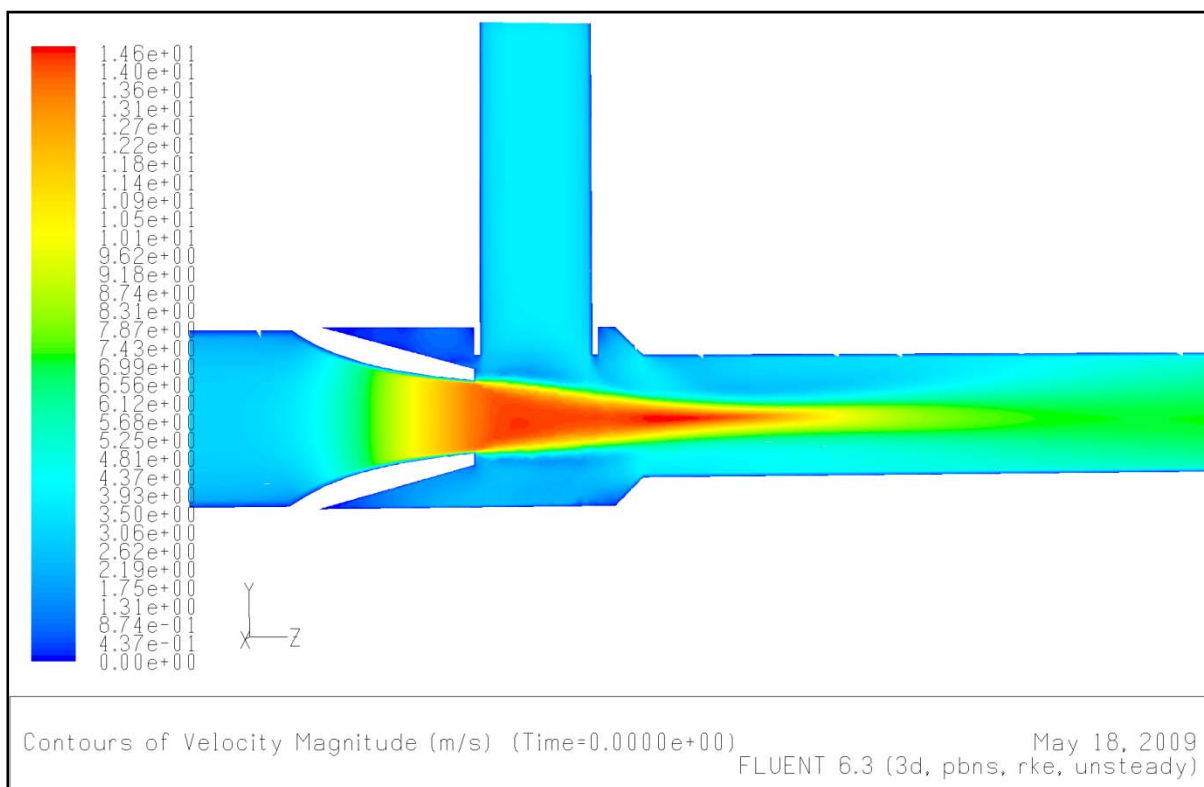
Graf. 9 Vývoj plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu v krčku ejektoru, pomocí tlakových přírůstků, délka směšovací komory 25mm.



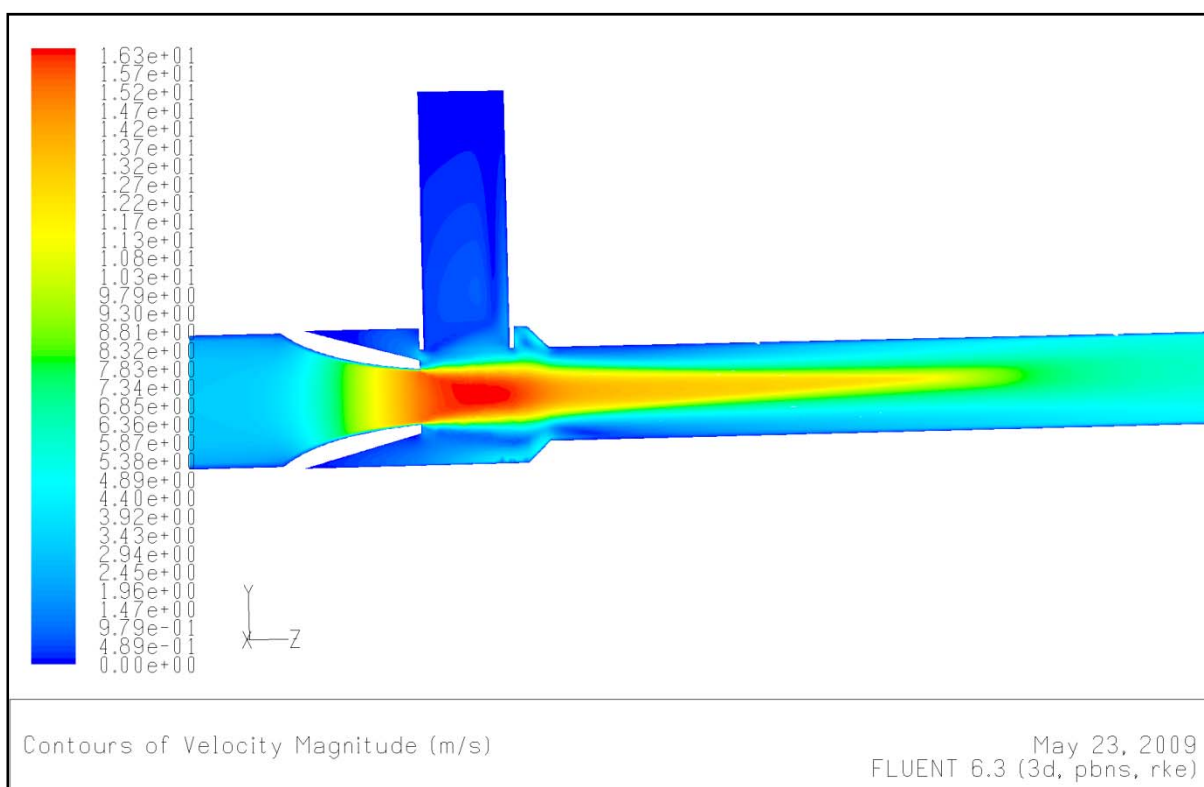
Obr. 43 Hodnoty tlaků, délka směšovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 2,578\text{m/s}$)



Obr. 44 Hodnoty velikostí rychlostí, délka směšovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 2,578\text{m/s}$)



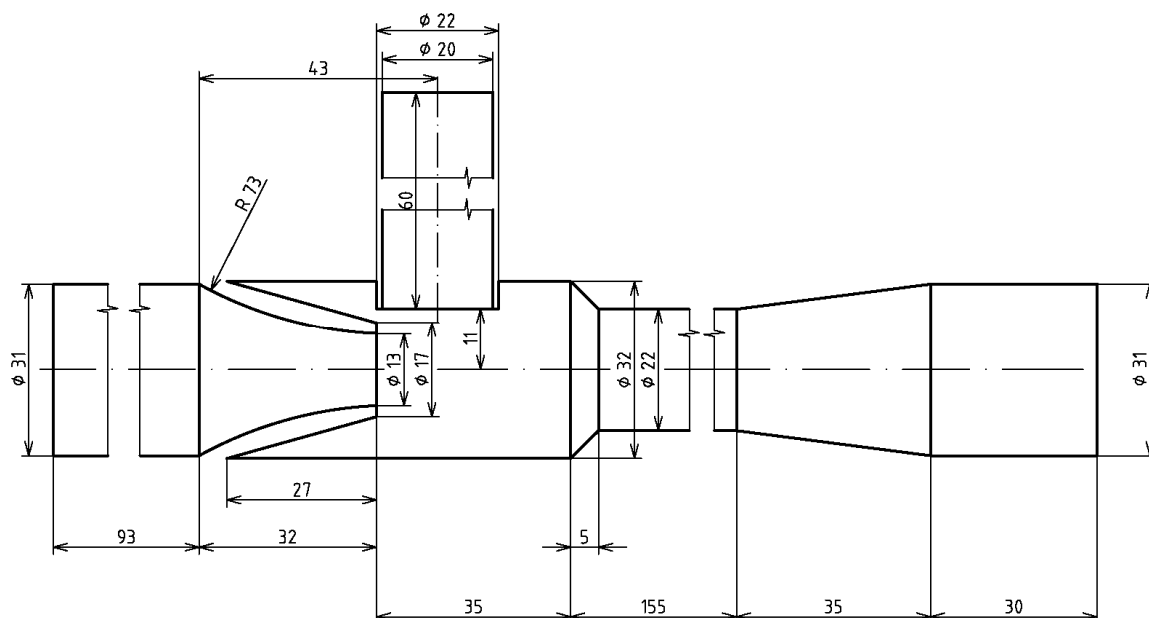
Obr. 45 Hodnoty velikostí rychlostí, délka směšovací komory 25 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,372 \text{ m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 3,179 \text{ m/s}$)



Obr. 46 Hodnoty velikostí rychlostí, délka směšovací komory 25 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,658 \text{ m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 0,02 \text{ m/s}$)

6.7 Modelování proudění v ejektoru s ideální délkou krčku

V této kapitole se modelovalo proudění v ejektoru s ideální délkou krčku, která byla výsledkem předchozí kapitoly. Modelování bylo prováděno jen pro délku směšovací komory 35mm, podle technické dokumentace na Obr. 47 s délkou krčku 150mm. Výsledná charakteristika se porovnávala s charakteristikou experimentální, teoretickou (matematickou) a CFD charakteristikou ejektoru s původní délkou krčku.



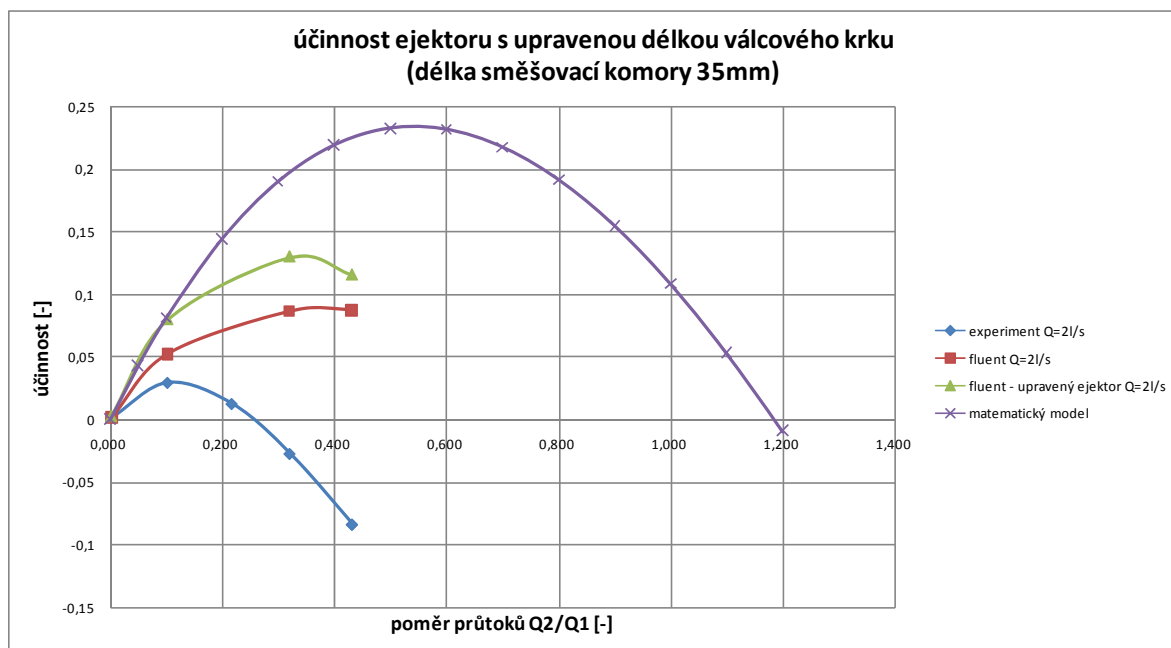
Obr. 47 Geometrie ejektoru s ideální délkou krčku

6.7.1 Vliv ideální délky krčku na charakteristiku ejektoru a grafické vyhodnocení numerické simulace proudění

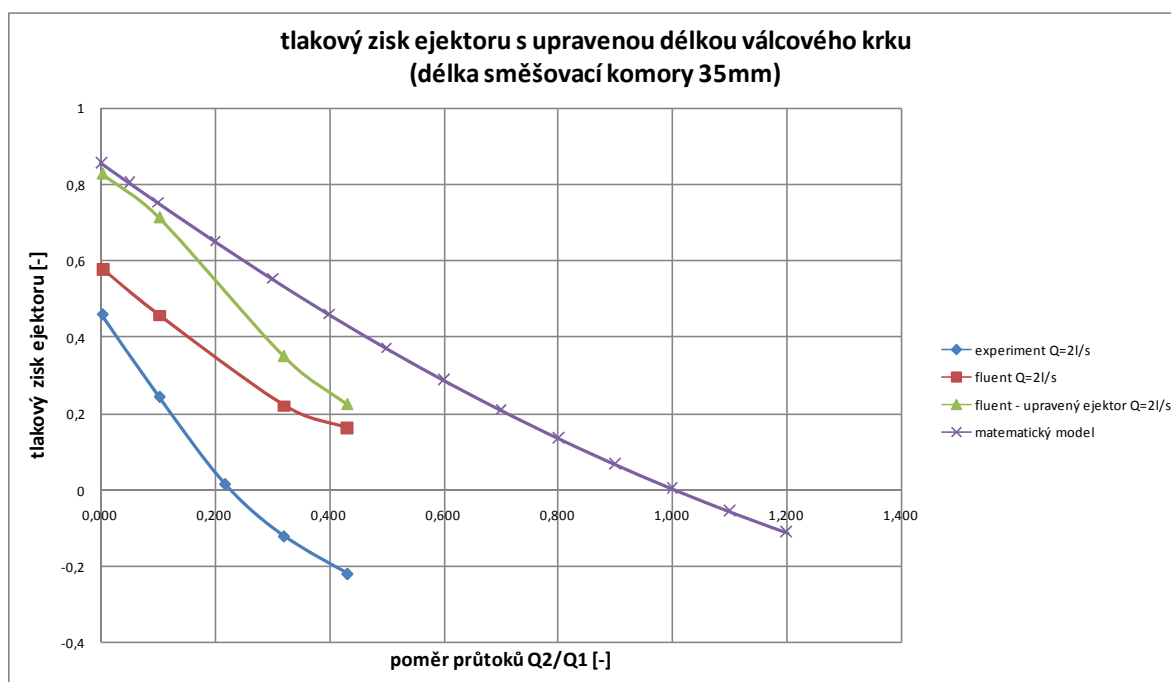
Na Graf. 10 a Graf. 11, lze vidět výslednou charakteristiku ejektoru s ideální délkou krčku pro délku směšovací komory 35mm. Účinnost a tlakový zisk ejektoru s upravenou délkou krčku vykazovaly stejné hodnoty jako matematický model ejektoru jen do poměru průtoků $Q_2/Q_1 = 0,1$ poté docházelo k odchylkám. Co se týkalo porovnání účinnostních charakteristik ejektorů z hlediska délek jejich krčků, tak hodnota maximální účinnosti ejektoru s ideální délkou krčku se zvýšila o 4% vůči maximální účinnosti ejektoru s původní délkou krčku.

Na Obr. 48 jsou vykreslené hodnoty tlaků pro ejektor s ideální délkou krčku pro nejvyšší vstupní rychlost na sání (z hlediska CFD výpočtu). Jestliže se porovnal s Obr. 29, kde jsou vykreslené tlaky pro ejektor s původní délkou krčku, zjistilo se že hodnoty tlaků na výstupu z difuzoru, pro ejektor s ideální délkou krčku, jsou zhruba o 5kPa vyšší.

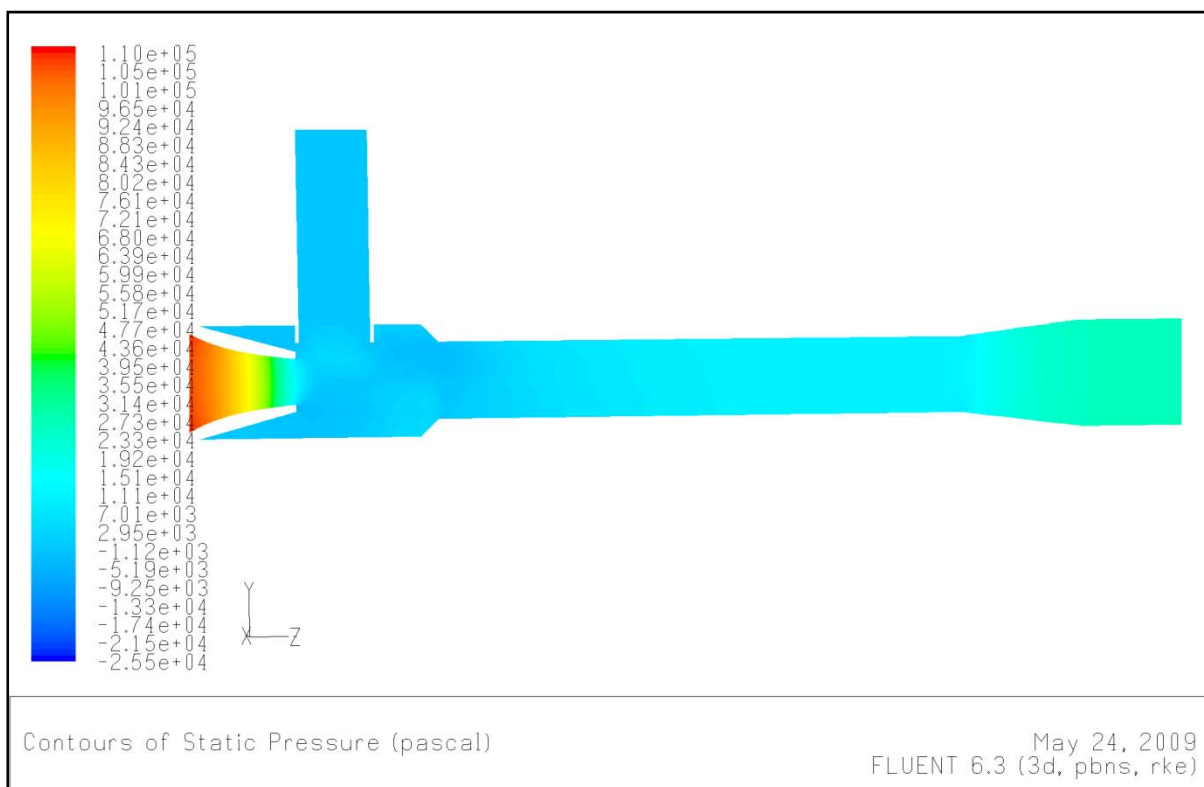
Na Obr. 49 lze vidět, jak se proudění kapaliny v krčku postupně uklidňovalo a do difuzoru vstupovala kapalina s plně vyvinutým turbulentním rychlostním profilem, kde došlo k rovnoměrné přeměně dynamické energie kapaliny na energii tlakovou. Vzájemným porovnáním Obr. 49 a Obr. 31 se zjistilo, že u ejektoru s upravenou délkou krčku již nedocházelo k ohýbání proudu kapaliny ve směšovací komoře, a tudíž v difuzoru ejektoru nedocházelo k zavírání kapaliny (viz. Obr. 50), jak tomu bylo u ejektoru s původní délkou krčku.



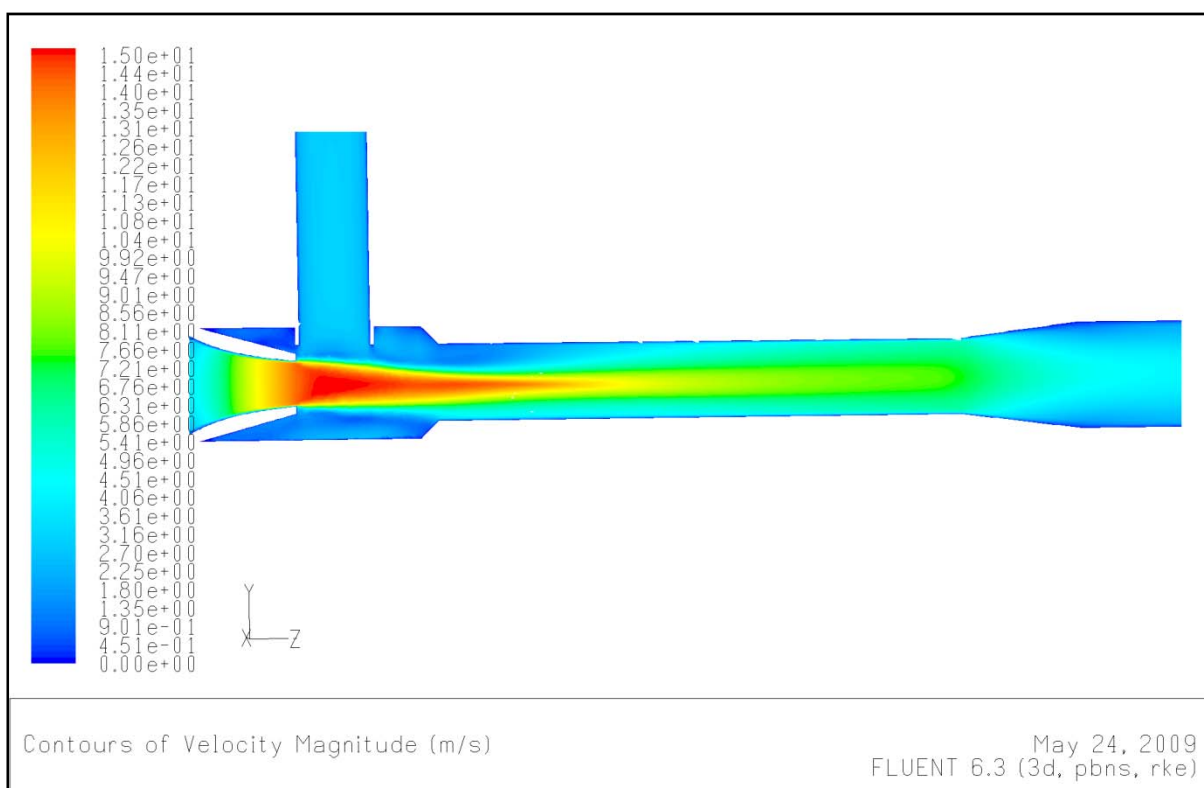
Graf. 10 Účinnosti ejektoru s ideální délkou krčku (teoretický, experimentální, CFD, CFD – ideální krček)



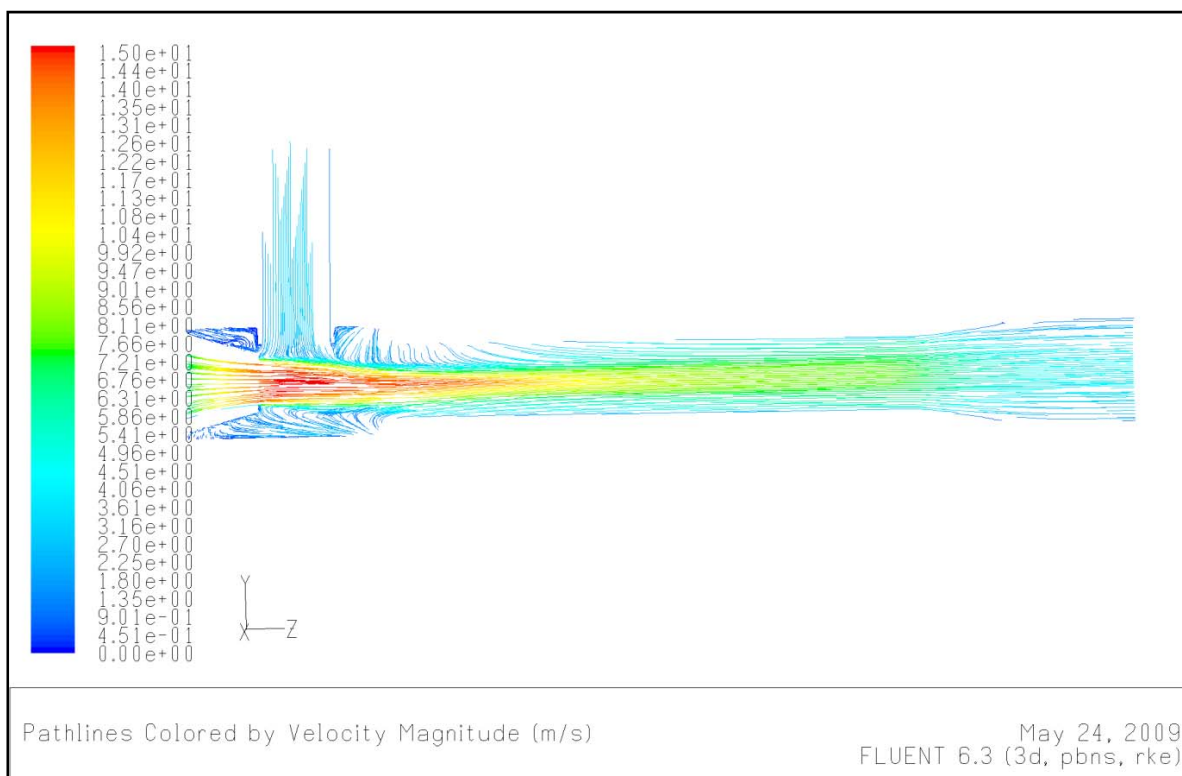
Graf. 11 Tlakové zisky ejektoru (teoretický, experimentální, CFD, CFD – ideální krček)



Obr. 48 Hodnoty tlaků, délka směšovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 2,578\text{m/s}$)



Obr. 49 Hodnoty velikostí rychlostí, délka směšovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 2,578\text{m/s}$)



Obr. 50 Proudnice, délka směšovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1 = 2,485 \text{ m/s}$, rychlost na sání $v_2 = 2,578 \text{ m/s}$)

7 Ověření zda je tlak ve směšovací komoře konstantní

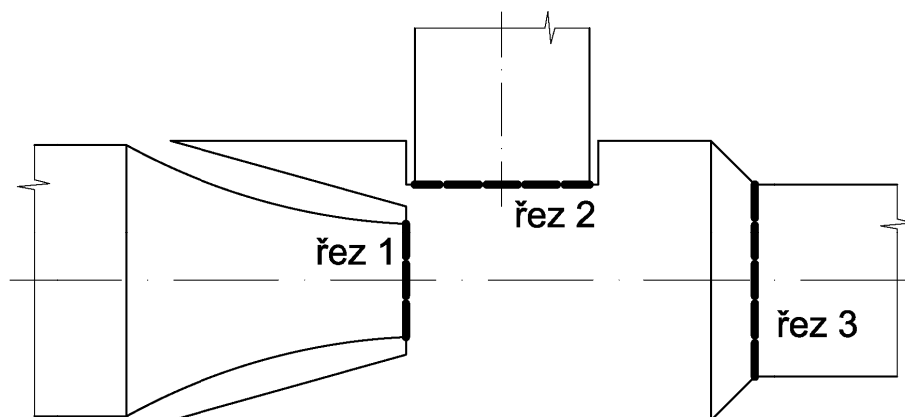
V kapitolách které se věnovaly matematickým modelům ejektoru (kap. 4.1 a kap. 4.2), podle kterých se ejektor navrhnul a na jejichž základech se sestrojily teoretické a experimentální charakteristiky, se vždy uvažovalo s konstantním tlakem v celé směšovací komoře. Cílem této kapitoly bylo zjistit, je-li tomu tak ve skutečnosti.

6.8.1 Rozdílné hodnoty tlaků ve směšovací komoře

Při pohledu na hodnoty tlaků směšovacích komor u obrázků z předešlých kapitol (Obr. 28, **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**, Obr. 43, Obr. 48), dojdeme k závěru, že tlaky na hraničních plochách kontrolních objemů jsou odlišné od tlaků nenacházejících se v bezprostřední blízkosti těchto ploch.

6.8.1.1 Tlaky na hraničních plochách kontrolního objemu

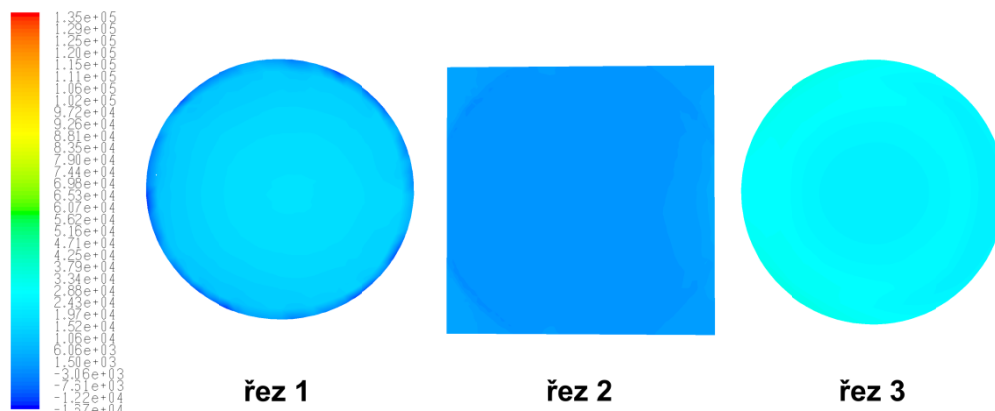
Důležité hraniční plochy kontrolních objemů jsou zobrazeny na Obr. 51, kde představují řezy ve kterých se počítaly hodnoty tlaků. Grafické výsledky jsou znázorněny na Obr. 52 a Obr. 53, kde už odlišné, barevné vykreslení hodnot tlaků napovídá o tom, že tlaky v těchto místech nebudou konstantní, což dokazují číselné hodnoty v Tab. 5, kde rozdíly tlaků v jednotlivých řezech dosahovaly hodnot až 24 kPa. Z Tab. 5 také vyplynulo, že ani upravená délka krčku neměla vliv na rozdílný tlak ve směšovací komoře, protože hodnoty tlaků pro ejektor s upravenou délkou krčku vykazovaly stejné hodnoty jako u ejektoru s původní délkou krčku (pro stejné hodnoty okrajových podmínek u obou případů).



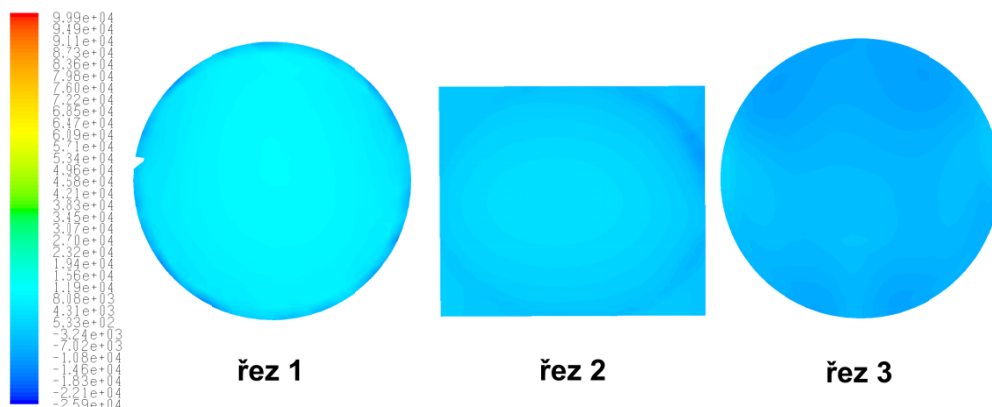
Obr. 51 Řezy ve směšovací komoře ejektoru (vyznačené tlustou čárkovanou čarou).

Tab. 5 Hodnoty tlaků v řezech pro různé poměry průtoků Q_2/Q_1

poměr průtoků Q_2/Q_1	délka směšovací komory [mm]	hodnoty tlaků v řezech [kPa]			rozdíly tlaků v řezech [kPa]		
		řez1	řez2	řez3	řez1- řez2	řez1- řez3	řez2- řez3
0,003	35	18,7	0,6	25,3	18,2	6,6	24,8
0,432	35	12,5	-0,4	1,2	12,9	11,3	1,6
0,432	35 (ideální krček)	12,4	-0,4	0,9	12,8	11,5	1,3
0,003	25	19,9	0,4	24,3	19,5	4,5	24,0
0,558	25	10,9	-0,5	-4,4	11,4	15,3	3,9



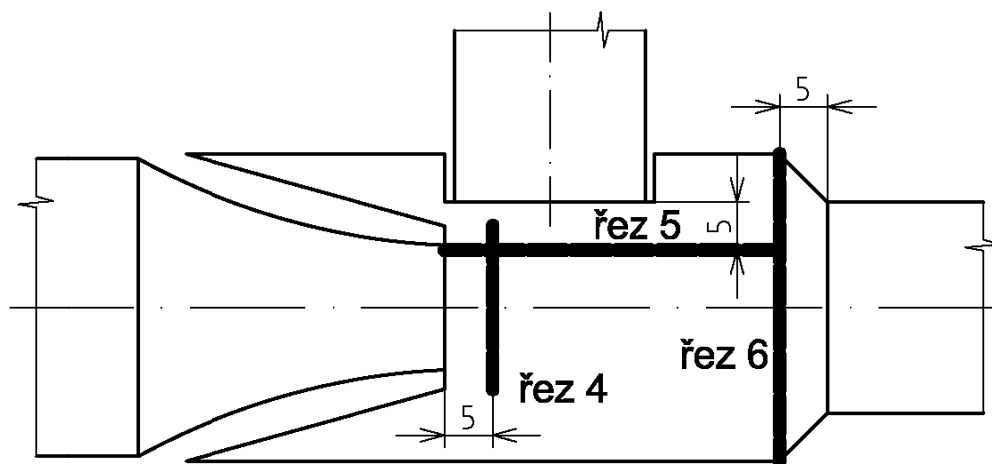
Obr. 52 Komora 35mm, poměr průtoků $Q_2/Q_1=0,003$, hodnoty tlaků v řezech: řez1=18,7 kPa, řez2=0,6 kPa, řez3=25,3 kPa



Obr. 53 Komora 25mm, poměr průtoků $Q_2/Q_1=0,558$, hodnoty tlaků v řezech: řez1=10,9 kPa, řez2=-0,532 kPa, řez3=-4,398 kPa

6.8.1.1 Tlaky na posunutých hraničních plochách kontrolního objemu

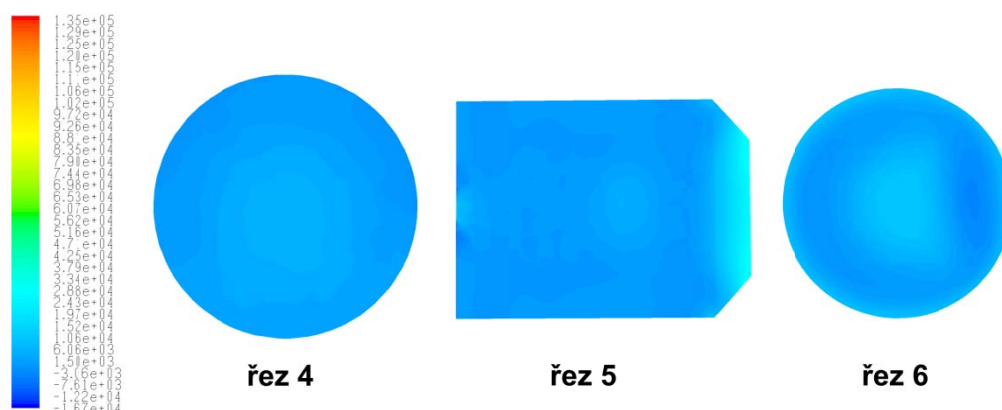
V této kapitole se posunuly všechny hraniční plochy kontrolního objemu (řezy) o 5mm směrem do středu směřovací komory dle Obr. 54. Z grafických výsledků na Obr. 55 a Obr. 56 lze vidět, že hodnoty tlaků se už tak výrazně nelišily, v porovnání s Obr. 52 a Obr. 53 z předcházející kapitoly. To že se tlakové rozdíly výrazně snížily, dokazuje Tab. 6, kde nejvyšší tlakové rozdíly nepřesáhly hodnot 3kPa.



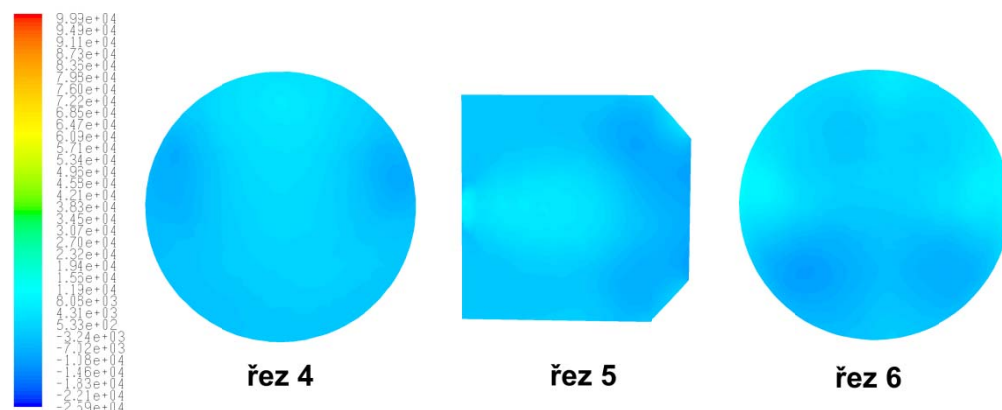
Obr. 54 Řezy ve směšovací komoře posunutě o 5mm

Tab. 6 Hodnoty tlaků v řezech pro různé poměry průtoků Q_2/Q_1

poměr průtoků Q_2/Q_1	délka směřovací komory [mm]	hodnoty tlaků v řezech [kPa]			rozdíly tlaků v řezech[kPa]		
		řez4	řez5	řez6	řez4- řez5	řez4- řez6	řez5- řez6
0,003	35	2,9	3,2	5,7	0,4	2,8	2,4
0,432	35	-0,5	-1,4	1,5	0,9	2,0	2,9
0,003	25	4,3	1,7	3,8	2,7	0,5	2,2
0,558	25	-0,9	-2,4	-1,5	1,5	0,6	0,9



Obr. 55 Komora 35mm, poměr průtoků $Q_2/Q_1=0,003$, hodnoty tlaků v řezech: řez4=2,883 kPa, řez5=3,242 kPa, řez6=5,673 kPa



Obr. 56 Komora 25mm, poměr průtoků $Q_2/Q_1=0,558$, hodnoty tlaků v řezech: řez4=-0,947 kPa, řez5=-2,402 kPa, řez6=-1,510 kPa

8 Příčiny neshody mezi hodnotami získanými experimentálně a na základě matematického modelu ejektoru

Možnými příčinami neshody mezi hodnotami získanými experimentálně a na základě matematického modelu ejektoru, mohou být víry vzniklé ohnutím proudu kapaliny ve směšovací komoře, vlivem vyšších průtoků v přisávané kapalině (podrobněji viz kapitola 6.4.4.4). Přičemž jako vhodné řešení se ukázalo prodloužit délku krčku, kdy se ohýbání proudu tekutiny snížilo a následně už nedocházelo k tvorbě vírů v difuzoru. Dalším možným řešením, konstrukčně složitějším, jak zabránit ohýbání kapaliny ve směšovací komoře a tvorbě vírů, by bylo symetrické přisávání kapaliny po celém obvodu směšovací komory ejektoru.

Druhou možnou příčinou může být fakt, že oba dva typy matematických modelů ejektorů, popsaných v kapitolách 4.1 a 4.2 uvažují v celé směšovací komoře konstantní tlak, což bylo v kapitole 7 zpochybněno, protože v blízkosti stěn (na hraničních plochách kontrolního objemu), uvnitř směšovacích komor se hodnoty tlaků výrazně lišily.

9 Závěr

Na závěr se pokusím stručně shrnout a vyhodnotit výsledky a poznatky dosažené v této práci.

V kapitole 6.1, která se zabývala modelováním proudění v ejektoru pomocí CFD za stejných podmínek jako při experimentu, došlo k výrazným rozdílům v charakteristikách sestavených na základě hodnot z CFD a hodnot z experimentu. Rozdílné hodnoty v maximálních účinnostech tvořily až 5%. Přičemž bylo zjištěno, že důvodem nepřesností jsou hodnoty tlaků z Fluentu, kde odchylky mezi tlakovými rozdíly z CFD výpočtu a tlakovými rozdíly z experimentu tvořily nejméně 7kPa a nejvíce 37kPa. Důvodem těchto nepřesností může být velmi vysoká hodnota bezrozměrné tloušťky v mezní vrstvě y^+ na některých místech stěny ejektoru. Hodnota bezrozměrné tloušťky v mezní vrstvě by se měla pohybovat v hodnotách $20 < y^+ < 100 \div 150$, v některých místech stěny (zejména v trysce a částech krčku) kde byla příliš vysoká rychlost však tato hodnota převyšovala doporučenou mez. Dále bylo zjištěno, že při vyšších rychlostech na sání (vyšších poměrech průtoků Q_2/Q_1), přisávaná kapalina ohýbá proud kapaliny vycházející z trysky, což má za následek zavíření v difuzoru. Toto zavíření v difuzoru může být pak jednou z příčin, že se stoupajícím poměrem průtoků Q_2/Q_1 , se zvyšuje rozdíl CFD charakteristiky a experimentální charakteristiky vůči charakteristice teoretické.

V kapitole 6.6 se zkoumalo, jak délka krčku ovlivní proudění uvnitř ejektoru, tedy v jaké vzdálenosti od počátku krčku se v něm plně vyvine turbulentní rychlostní profil. Pomocí ustálené hodnoty Coriolisova čísla a konstantní změny tlakových přírůstků se zjistilo, že turbulentní rychlostní profil se plně vyvine u délky směšovací komory 35mm a 25mm ve zhruba stejné vzdálenosti 0,15m od počátku krčku.

V kapitole 6.7 se zjišťovalo, jaký vliv na proudění v ejektoru bude mít prodloužení krčku na délku 150mm. U ejektoru s takto upravenou délkou krčku se maximální hodnota účinnosti (13%) zvýšila o 4% vůči maximální účinnosti ejektoru s původní délkou krčku. Dále se prokázalo, že prodloužením délky krčku už nedocházelo k ohýbání proudu kapaliny ve směšovací komoře, vlivem přisávané kapaliny a tudíž nedocházelo ani k víření v difuzoru.

V kapitole 7 se ověřovalo, zda je tlak v celé směšovací komoře konstantní. S tímto předpokladem byl navrhnut ejektor a sestaveny jeho charakteristiky a to jak experimentální tak i teoretické (viz kap. 4.1 a kap. 4.2). Došlo se k výsledku, že hodnoty tlaků na plochách kontrolního objemu se mezi sebou výrazně liší a to až hodnotou 24kPa (viz Tab. 5). Zatímco vzájemné rozdíly hodnot tlaků na plochách kontrolního objemu, posunutých o 5mm směrem do středu směšovací komory, se lišili maximální hodnotou 3kPa (viz Tab. 6). Tyto výsledky vedou k závěru, že tlak u stěn směšovací komory není konstantní s čímž může souviset i neshoda mezi experimentální charakteristikou a charakteristikou teoretickou.

Ačkoliv v jedné kapitole této práce nebylo dosaženo shody mezi hodnotami z CFD výpočtu a hodnotami z experimentu, přesto se povedlo objasnit mnohé nesrovnalosti vzniklé při experimentu. Je otázkou jaké výsledky a závěry by přineslo modelování proudění v ejektoru se vstupními hodnotami naměřenými při experimentu pro delší válcové krčky a jiné nastavované počáteční průtoky, které nebyly v rámci této práce uskutečněny, protože by vyžadovaly velký počet jednotlivých CFD výpočtů, jejichž výpočet by byl časově velice náročný.

10. Seznam použitých zdrojů

- [1] BÍLEK, M.: *Proudová čerpadla a jejich využití*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007. 30 s.
Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.
- [2] DANĚK, M., HALUZA, M., ZUBIK, P.: *Hydraulické charakteristiky řady přímých kuželových difuzorů s různým stupněm a rozložením vstupní rotace. Průběžná zpráva o výzkumu*, Vysoké Učení Technické v Brně, Fakulta stavební, Sdružené vodohospodářské laboratoře, Brno 1991
- [3] NECHLEBA, M., HUŠEK, J.: *Hydraulické stroje*; První vydání, Praha SNTL 1996.
- [4] STRMISKA, M.: *Experimentální ověření ejektoru a vytvoření matematického modelu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 48 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Vladimír Habán, PhD.
- [5] ŠESTÁK, J.: *Využití CFD pro návrh rotoru Savionovy turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007. 60 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Paloušek.
- [6] BOJKO, M.: *Návody do cvičení „Modelování proudění“-FLUENT*. VŠB-TU Ostrava, 2008. 143 s. Dostupné z: < <http://www.338.vsb.cz/PDF/Bojko-Fluent.pdf> >.

11. Seznam použitých symbolů a veličin

Q_1, Q_p	m^3/s	Průtok pracovní kapaliny
Q_2, Q	m^3/s	Průtok odsávané kapaliny
Q_3, Q_v	m^3/s	Průtok
p_1, p_p	Pa	Tlak v hlavní větvi ejektoru
p_2, p_s	Pa	Tlak v sací větvi
p_3, p_v	Pa	Tlak směsi na výtlačku
p_k	Pa	Tlak ve válcovém krčku
p_s	Pa	Tlak ve směřovací komoře
d_p, D_1	m	Průměr potrubí na vstupu do ejektoru
d_s, D_2	m	Průměr sací větve ejektoru
d_v, D_3	m	Průměr potrubí na výstupu z ejektoru
d	m	Průměr trysky v nejužším místě
v_p, v_1	m/s	Rychlost kapaliny na vstupu do ejektoru
v_s, v_2	m/s	Rychlost kapaliny v sací větvi
v_d	m/s	Rychlost kapaliny vystupující z trysky
v_k	m/s	Rychlost kapaliny ve válcovém krčku
v_v, v_3	m/s	Rychlost kapaliny na výstupu z ejektoru
S_d	m^2	Výstupní plocha trysky
S_1	m^2	Průtočná plocha na vstupu do ejektoru
S_s, S_2	m^2	Průtočná plocha v odsávací větvi
S_3	m^2	Průtočná plocha na výstupu z ejektoru
S_k	m^2	Průtočná plocha válcového krčku
ρ_{sm}	kg/m^3	Hustota směsi kapaliny
ρ_p	kg/m^3	Hustota pracovní kapaliny
ρ	kg/m^3	Hustota odsávané kapaliny
g	m/s^2	Gravitační zrychlení
a_f	m/s^2	Zrychlení od tíhových sil
h_z	m	Ztrátová výška
\square	-	Poměr průtoku čerpané a pracovní kapaliny
φ	-	Rychlostní součinitel
l	m	Délka od konce dýzy k válcovému krčku
η	%	Účinnost ejektoru
O_p	-	Průtočná vlastnost ejektoru
η_s	%	Účinnost savky
C	-	Průtokový součinitel
β	-	Poměr d/D_1
d_k	m	Průměr krčku
$SKO1$	m^2	Vstupní plocha kontrolního objemu
$SKO2$	m^2	Výstupní plocha kontrolního objemu

12. Seznam obrázků

- Obr. 1 Vodní trkač
Obr. 2 Mamutové čerpadlo
Obr. 3 Schéma ejektoru
Obr. 4 Schéma olejové nádrže
Obr. 5 Detail ejektoru použitého v olejové nádrži
Obr. 6 Součásti stojatého požárního ejektoru [1]
Obr. 7 Princip vakuového přečerpávání nádrží pomocí ejektoru [1].
Obr. 8 Schéma ejektorového chladicího systému a detail používaného ejektoru
Obr. 9 Schéma záložního kalového čerpadla s detailem ejektoru
Obr. 10 Schéma ejektoru a jeho veličiny (čárkovanou čarou vyznačen kontrolní objem)
Obr. 11 Vektory rychlostí do kontrolního objemu vstupující a vystupující (kde je S_d - průtočná plocha na konci dýzy, S_s - průtočná plocha sacího potrubí, S_k - průtočná plocha krčku)
Obr. 12 Diagram účinnosti ejektoru [2]
Obr. 13 Ejektor a neznámé veličiny (Q_1 , Q_2 , Q_3 , p_1 , p_2 , p_3 , p_s , p_k)
Obr. 14 Kontrolní objem směšovací komory ejektoru, mezi výstupem z dýzy a krčkem (kde je S_k - průtočná plocha krčku)
Obr. 15 Schéma měřící tratě (N - nádrž; Č - čerpadlo; T - T kus; Q_2 , Q_1 - průtokoměry; ŠV1, ŠV2 - škrťací ventily; E - ejektor, P1, P2, P3 - snímače tlaku)
Obr. 16 Geometrie ejektoru použitého při experimentu (pro délku válcového krku 25mm) [4]
Obr. 17 Rozměry válcového krku ejektoru [4]
Obr. 18 Původní geometrie ejektoru (červeně vyznačené problémové plochy)
Obr. 19 Upravená geometrie ejektoru pro modelování proudění v CFD
Obr. 20 Podkladová geometrie ejektoru vymodelovaná v programu SolidWorks pro délku směšovací komory 35mm (nahore - ejektor ve 3D pohledu, dole - řez 3D modelem)
Obr. 21 Technická dokumentace proudící kapaliny v ejektoru s rozdílnými délkami směšovacích komor, vygenerovaná z podkladové geometrie
Obr. 22 Řez matematickým modelem ejektoru (délka komory 35mm)
Obr. 23 Řez matematickým modelem ejektoru (délka komory 35mm) - detail směšovací komory
Obr. 24 Umístění okrajových podmínek ejektoru v prostředí Gambitu (šedé plochy ejektoru představují podmínku WALL)
Obr. 25 Nastavení okrajové podmínky vstupní rychlosti (VELOCITY INLET), pomocí profilů
Obr. 26 Mezní vrstva na stěnách ejektoru (délka komory 35mm, rychlost na vstupu $v_1=2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=2,578\text{m/s}$)
Obr. 27 Mezní vrstva na stěně trysky ejektoru (délka komory 35mm, rychlost na vstupu $v_1=2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=2,578\text{m/s}$)
Obr. 28 Hodnoty tlaků, délka směšovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,714\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=0,018\text{m/s}$, poměr průtoků $Q_2/Q_1=0,003$)
Obr. 29 Hodnoty tlaků, délka směšovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=2,578\text{m/s}$, poměr průtoků $Q_2/Q_1=0,432$)
Obr. 30 Hodnoty rychlostí, délka směšovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,714\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=0,018\text{m/s}$)

- Obr. 31 Hodnoty rychlostí, délka směřovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=2,578\text{m/s}$)
- Obr. 32 Proudnice, délka směřovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,714\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=0,018\text{m/s}$)
- Obr. 33 Proudnice, délka směřovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=2,578\text{m/s}$)
- Obr. 34 Hodnoty rychlostí, délka směřovací komory 25 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,372\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=3,179\text{m/s}$)
- Obr. 35 Proudnice, délka směřovací komory 25 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,372\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=3,179\text{m/s}$)
- Obr. 36 Rozměry přívodního a sacího potrubí (vyznačeno tučně) vzhledem k počátku souřadného systému
- Obr. 37 Nadefinované okrajové podmínky na sací trubce ejektoru
- Obr. 38 Řez mapovanou sítí sací trubky ejektoru
- Obr. 39 Definice proudícího média
- Obr. 40 Definice vektoru rychlosti kolmého na vstupní plochu (velocity magnitude) a velikosti hydraulického průměru (Hydraulic Diameter).
- Obr. 41 Mezní vrstva na konci sací trubky ejektoru
- Obr. 42 Geometrie ejektoru s prodlouženou délkou krčku
- Obr. 43 Hodnoty tlaků, délka směřovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=2,578\text{m/s}$)
- Obr. 44 Hodnoty velikostí rychlostí, délka směřovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=2,578\text{m/s}$)
- Obr. 45 Hodnoty velikostí rychlostí, délka směřovací komory 25 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,372\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=3,179\text{m/s}$)
- Obr. 46 Hodnoty velikostí rychlostí, délka směřovací komory 25 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,658\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=0,02\text{m/s}$)
- Obr. 47 Geometrie ejektoru s ideální délkou krčku
- Obr. 48 Hodnoty tlaků, délka směřovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=2,578\text{m/s}$)
- Obr. 49 Hodnoty velikostí rychlostí, délka směřovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=2,578\text{m/s}$)
- Obr. 50 Proudnice, délka směřovací komory 35 mm (rychlost na vstupu $v_1=2,485\text{m/s}$, rychlost na sání $v_2=2,578\text{m/s}$)
- Obr. 51 Řezy ve směřovací komoře ejektoru (vyznačené tlustou čárkovanou čarou).
- Obr. 52 Komora 35mm, poměr průtoků $Q_2/Q_1=0,003$, hodnoty tlaků v řezech: řez1=18,7 kPa, řez2=0,6 kPa, řez3=25,3 kPa
- Obr. 53 Komora 25mm, poměr průtoků $Q_2/Q_1=0,558$, hodnoty tlaků v řezech: řez1=10,9 kPa, řez2=-0,532 kPa, řez3=-4,398 kPa
- Obr. 54 Řezy ve směřovací komoře posunuté o 5mm
- Obr. 55 Komora 35mm, poměr průtoků $Q_2/Q_1=0,003$, hodnoty tlaků v řezech: řez4=2,883 kPa, řez5=3,242 kPa, řez6=5,673 kPa
- Obr. 56 Komora 25mm, poměr průtoků $Q_2/Q_1=0,558$, hodnoty tlaků v řezech: řez4=-0,947 kPa, řez5=-2,402 kPa, řez6=-1,510 kPa

13. Seznam tabulek

Tab. 1 Zvolené číselné hodnoty třech neznámých veličin a poměr průtoků Q_2/Q_1

Tab. 2 Naměřené hodnoty pro délku směšovací komory 35mm; délku válcového krku 25mm a nastavený počáteční průtok $Q=2\text{l/s}$

Tab. 3 Přehled použitých okrajových podmínek na jednotlivé části ejektoru

Tab. 4 Výsledky tlakových rozdílů pro experiment a CFD modelování a jejich vzájemné odchylky (délka komory 35mm).

Tab. 5 Hodnoty tlaků v řezech pro různé poměry průtoků Q_2/Q_1

Tab. 6 Hodnoty tlaků v řezech pro různé poměry průtoků Q_2/Q_1

14. Seznam grafů

- Graf. 1 Teoretická charakteristika ejektoru pro průměr krčku 22 mm.
- Graf. 2 Účinnosti ejektoru (teoretická, experimentální, CFD)
- Graf. 3 Tlakové zisky ejektoru (teoretický, experimentální, CFD)
- Graf. 4 Vývoj plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu v sací trubce ejektoru, pomocí Coriolisova čísla, délka směšovací komory 35mm.
- Graf. 5 Vývoj plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu v sací trubce ejektoru, pomocí tlakových přírůstků, délka směšovací komory 35mm.
- Graf. 6 Vývoj plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu v krčku ejektoru, pomocí Coriolisova čísla, délka směšovací komory 35mm.
- Graf. 7 Vývoj plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu v krčku ejektoru, pomocí Coriolisova čísla, délka směšovací komory 25mm.
- Graf. 8 Vývoj plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu v krčku ejektoru, pomocí tlakových přírůstků, délka směšovací komory 35mm.
- Graf. 9 Vývoj plně vyvinutého turbulentního rychlostního profilu v krčku ejektoru, pomocí tlakových přírůstků, délka směšovací komory 25mm.
- Graf. 10 Účinnosti ejektoru s ideální délkou krčku (teoretický, experimentální, CFD, CFD – ideální krček)
- Graf. 11 Tlakové zisky ejektoru (teoretický, experimentální, CFD, CFD – ideální krček)

15. Seznam příloh

Příloha č.1 DVD (diplomová práce ve formátu PDF, data z Excelu, data z Gambitu, dwg soubory, data z Fluentu)